



EESTI MAAÜLIKOOL
Tehnikainstituut

Siim Kaaver

**KÜTTEPUUDE TOORMATERJALI ETTEANDE ESTAKAADI
PROJEKT**

FIREWOOD RAW MATERIAL LOG DECK PROJECT

Magistritöö
Tootmistehnika õppekava

Juhendaja: dotsent Aare Aan, *PhD*

Tartu 2019

Eesti Maaülikool		Magistritöö lõputöö lühikokkuvõte	
Kreutzwaldi 1, Tartu 51014			
Autor: Siim Kaaver		Õppekava: Tootmistehnika	
Pealkiri: Küttepuude toormaterjali etteande estakaadi projekt			
Lehekülgi: 96	Jooniseid: 58	Tabeleid: 20	Lisasid: 1
Osakond / Õppetool: Biomajandustehnoloogia: ETIS Teadusvaldkond: 4. Loodusteadused ja tehnika; ETIS Teaduseriala: 4.14 Tootmistehnika ja tootmisjuhtimine; CERCS Teaduseriala: Tootmistehnoloogia, T130 Juhendaja(d): Aare Aan Kaitsmiskoht ja -aasta: Tartu, 2019			
Lõputöö eesmärgiks on projekteerida küttepuude toormaterjali etteande estakaad, mis tagab efektiivse toormaterjali etteande halumasinale ning hoiab kokku tööjõu kulusid. Hetkel töös oleval estakaadil puuduvad etteanded. See tähendab tööjõukulu lisa ning ei ole efektiivne. Etteande estakaadile esitati nõuded ning määrati tehnilised tingimused. Nende täitmiseks teostati ülesanded. Ülesannete lahendamiseks täideti nõuded ning tehnilised tingimused. Küttepuude toormaterjalie etteande estakaadi valmistamiseks teostati tehnilised joonised, mille järgi saab seadme valmis ehitada.			
Märksõnad: Estakaad, toormaterjal, hüdraulika, rullkonveier, kettkonveier.			

Estonian University of Life Sciences Kreutzwaldi 1, Tartu 51014		Abstract of Master's Professional Higer Education Thesis	
Author: Siim Kaaver		Curriculum: Production Engineering	
Title: Firewood raw material log deck project			
Pages: 96	Figures: 58	Tables: 20	Appendixes: 1
Department / Chair: Biosystems Engineering: Field of research: 4. Natural Sciences and Engineering; 4.14 Industrial Engineering and Management; CERCS: Production technology, T130; Supervisors: Aare Aan Place and date: Tartu 2019			
The purpose of this Master`s Thesis is to engineer firewood raw material log deck what infeeds raw firewood material to the firewood processor. Previous log deck does not have hydraulic infeed, which means less productivity and more labor costs. Log deck with hydraulic infeed provides better productivity. Requirements wew presented for engineering firewood raw material log deck and fufilling the requirement there were tasks. By solving the tasks the log deck requirements were fulfilled and specific techincal data was made for firewood raw material log deck. Technical drawings were made by which the log deck can be built.			
Keywords: log deck, raw material, hydraulic, roller conveyor, chain conveyor.			

SISUKORD

SISSEJUHATUS	5
1. OLEMASOLEV LAHENDUS JA TURUÜLEVAADE.....	6
1.1. Esialgne küttepuude toormaterjali estakaat.....	6
1.2. Halumasin.....	7
1.3. Sarnased tooted turul.....	8
2. PROJEKTEERIMINE	13
2.1. Projekteerimistingimused.....	13
2.2. Konstruktsiooni ideede genereerimine ja analüüsimine.....	14
2.3. Tehniliste tingimuste määramine	20
2.3.1. Toorpuidu kaalud.....	20
2.3.2. Pikisuuna etteanne ning ristisuuna etteande kiirus	21
2.4. Ristisuuna etteanne.....	22
2.4.1. Kettkonveier	22
2.4.2. Ristisuuna etteande ülekanne.....	26
2.5. Pikisuuna etteanne.....	33
2.6. Tugevusarvutused detailidele	35
2.6.1. Ristisuuna etteande detailid	35
2.6.2. Pikisuuna etteande detailid	51
2.7. Laagrite valik.....	57
2.7.1. Laagrite valik kettkonveieri võllidele.....	57
2.7.2. Laagrite valik kettkonveier telgedele	58
2.7.3. Laagrite valik etteande rullikutele	59
2.8. Hüdrosüsteem.....	61
2.8.1. Hüdroskeemid.....	61
2.8.2. Hüdraulika komponentide valik	62
2.9. Tugevusanalüüs küttepuude toormaterjali etteande estakaadile	65
3. MAJANDUSLIK OSA	66
4. SEADME KASUTUSJUHEND	68
KOKKUVÕTE	69
KASUTATUD KIRJANDUS	70
LISAD	72
Lisa 1. Tehnilised joonised.....	73

SISSEJUHATUS

Küttepuude tootmises kasutatakse tänapäeval halumasinaid, mis on tootmise muutnud lihtsaks ning efektiivseks. Väiketootjad kasutavad halumasinaid, mis lõhuvad toormaterjalist lõigatud pakke. Suuremad tootjad, aga kasutavad halumasinaid, mis lõikavad toormaterjali ning ka lõhuvad.

Suuremad tootjad kasutavad lisaks halumasinale veel toormaterjali estakaadi. Toormaterjali estakaad muudab küttepuude tootmise tõhusamaks ning on ergonoomilisem töötajale, kes ei pea tõstma raskeid toormaterjale halumasina peale, vaid veeretab need estakaadi pealt halumasinale. Lihtsamad estakaadid nõuavad efektiivsemaks küttepuude tootmiseks kahte töölisi, mis on kokkuvõttes kulukas. Efektiivsemad etteande estakaadid toimivad hüdro- või elektritoitega. Selline lahendus muudab küttepuude tootmise tõhusamaks, sest enam ei ole vaja töölisi, kes estakaadi pealt veeretaks toormaterjali ette halumasinale. Selle teevad tema eest ära etteande konveierid, mida juhib halumasina operaator.

Magistritöö raames on eesmärk projekteerida küttepuude toormaterjali etteande estakaat, mille tulemuseks on tööjõu kokkuhoid. Hetkel on efektiivseks küttepuude lõhkumiseks vaja kahte inimest, kuna olemasoleval estakaadil puudub hüdrauliline toormaterjali etteanne ning lisaks on majanduslikult mõistlik ise projekteerida, sest turul olevad sarnased seadmed on liiga kulukas soetada. Projekteerimise järel piisaks ühest inimesest, mis tagab töökulude kokkuhoiu.

Projekteerimisele esitati nõuded, millele küttepuude toormaterjali etteande estakaadi lahendus peab vastama ning lisaks määrati tehnilised tingimused. Tuginedes nõuetele valiti välja konstruktsioonile lahendus, millele teostati tugevusanalüüs raamile ja tugevusarvutused tähtsatele detailidele. Töötati välja hüdro süsteem ning koostati esialgne kasutusjuhend. Valitud lahendusele on tehtud tehnilised joonised, mille järgi on võimalik valmis ehitada etteande estakaad.

1. OLEMASOLEV LAHENDUS JA TURUÜLEVAADE

1.1. Esialgne küttepuude toormaterjali estakaat

Küttepuude lõhkumisel kasutatakse toormaterjali estakaadi (joonis 1.1), kuhu tõstetakse tõstukiga peale toormaterjal. Korraga mahub estakaadi peale kümme ruummeetrit puid. Estakaadilt veeretatakse toormaterjal rullikutele. Rullikuteks kasutatakse auto plekkvelgi, mis on kinnitatud rummu külge ning on omakorda keevitatud estakaadi raami külge. Rullikud on samal kõrgusel halumasinga ehk 900 mm ning rullikute üksteise vaheline tsentrite kaugus on 950 mm.



Joonis 1.1. Toorpuidu etteande estakaat.

Hetkel kasutuses oleva estakaadi tehnilised andmed on välja toodud tabelis 1.1.

Tabel 1.1. Hetkel kasutusel oleva estakaadi tehnilised andmed

Nimetus	Tehnilised andmed
Pikkus, mm	4000
Laius, mm	2100
Kõrgus, mm	900

Toormaterjali ettande estakaati transporditakse metsaveoks mõeldud traktoriga, millel on peal tõstuk.

1.2. Halumasin

Puulõhkumisel kasutatakse Japa 370 halumasinat (joonis 1.2), mis on toodetud Soomes. Halumasinal on hüdrauliline toormaterjali ettevedu lindiga, saagimine toimub hüdraulilise kettsaega ning omab lisaks 8 tonnise lükkejõuga hüdrosilindrit, mis surub toormaterjali läbi kiilu. Antud halumasin on soetatud 2009. aastal ning on hinnanguliselt lõhkunud 9 aasta jooksul 1500 ruummeetrit puid. Halumasinal on lisaks kaks hüdroväljavõtet, mille kaudu saab käitada toorpuidu etteande estakaadi. Masina tehnilised andmed on välja toodud tabelis 1.2.

Tabel 1.2. Japa 370 halumagina tehnilised andmed

Nimetus	Tehnilised andmed
Lõhkumisvõimsus, t	8
Hüdraulilise õli maht, L	40
Hüdraulilise pumba rõhk, bar	215
Ettevedu	Hüdrauliline
Halutransportöör	Hüdrauliline
Käitamine	Elekter (230v), Traktori JVV
Puu suurim läbimõõt, mm	300
Lõikamine	Hüdrokäitusega kettsaag
Kaal, kg	792



Joonis 1.2. Japa 370 halumasin.

Antud Japa 370 halumasin on traktori kolm-punkt ühendusega haakes ning hüdropump saab toite traktori jõuvõtuvõllilt. Selline lahendus tagab halumagina mobiilsuse.

1.3. Sarnased tooted turul

Turul on palju hüdraulilise etteandega estakaate ning Eestis enim levinud on Japa (joonis 1.6) ja Hakkipilka (joonis 1.7) toodangud. Järgnevalt on välja toodud levinud viie erineva toote hüdraulilise etteandega estakaadid.

Uniforest DM4000/2 estakaad on Sloveenia firma, kes tegeleb metsatehnika tootmisega. DM4000/2 (joonis 1.3) estakaadil on kaks funktsiooni. Esimest funktsiooni täidab hüdromootor, mis veab ringi kettkonveierit ning omakorda veab toormaterjali ette ristisuunas. Teist funktsiooni täidab teine hüdromootor, mis veab ringi ühte rullikut, millelt saavad veo teised rullikud kettülekanedega. Rullikud on sakilise kujuga, tagades parema haakumise toormaterjaliga.



Joonis 1.3. Uniforest DM4000/2 estakaat [1].

Uniforest DM4000/2 estakaadi tehnilised andmed on välja toodud tabelis 1.3.

Tabel 1.3. Uniforest DM4000/2 estakaadi tehnilised andmed [1]

Nimetus	Tehnilised andmed
Pikkus, mm	4000
Laius, mm	1680
Kõrgus, mm	680/930
Kaal, kg	750

Estakaadi kõrgus on reguleeritav vastavalt vajadusele, pakkudes estakaadi kõrguseks 680 mm või 930 mm.

Palax Midi estakaad on Soome ettevõtte, mis tegeleb metsatehnika tootmisega. Palax Midi (joonis 1.4) estakaadil on samuti kaks funktsiooni. Esimest funktsiooni täidab hüdmootor, mis veab ringi kettkonveierit ning omakorda veab toormaterjali ette ristisuunas. Teist funktsiooni käitab teine hüdmootor, mis veab ringi üht sakilise kujuga rullikut. Teised rullikud on vabajooksuga.



Joonis 1.4. Palax Midi estakaat [2].

Palax Midi estakaadi tehnilised andmed on välja toodud tabelis 1.4.

Tabel 1.4. Palax Midi estakaadi tehnilised andmed [2]

Nimetus	Tehnilised andmed
Pikkus, mm	3000
Laius, mm	1700-2300
Kõrgus, mm	-
Kaal, kg	-

Estakaadi kõrguse ja kaalu kohta info puudub. Estakaadi laius on muutev vastavalt vajadusele vahemikus 1700 - 2300 mm.

Range Road RR102 estakaad on Kanada pereettevõtte, kes tegeleb metsatehnika tootmisega. RR102 (joonis 1.5) on kahe funktsiooniga hüdraulilise etteandega estakaad. Esimest funktsiooni täidab hüdmootor, mis veab ringi kettülekanedega kettkonveierit ning see omakorda veab toormaterjali ette ristisuunas. Teist funktsiooni käitab teine hüdmootor, mis veab ringi

kettülekanne. Kettülekanne veab ringi kahte sakilist rullikut. Kolmas rullik on siledapinnaline ning on vabajooksuga.



Joonis 1.5. RR102 estakaat [3].

RR102 estakaadi tehnilised andmed on välja toodud tabelis 1.5.

Tabel 1.5. RR102 estakaadi tehnilised andmed [2]

Nimetus	Tehnilised andmed
Pikkus, mm	2500
Laius, mm	1480 -1780
Kõrgus, mm	780/1000
Kaal, kg	205

RR102 on võrreldes teistega kõige kergem ning väiksem. Nii estakaadi kõrgus kui ka laius on reguleeritavad vastavalt vajadusele.

Japa 47901 estakaad on Soome ettevõtte, mis tegeleb metsatehnika tootmisega. Hydraulic Timber Deck Japa® 47901 (Joonis 1.6) on kahe funktsiooniga hüdraulilise etteandega estakaad. Esimest funktsiooni täidab hüdromootor, mis veab ringi kettkonveierit kettülekandega ja see omakorda veab toormaterjali ette ristisuunas. Teist funktsiooni käitab teine hüdromootor, mis veab ringi üht nõgusat sakilist rullikut, kust saab omakorda veo ülejäänud rullikud kettülekandega.



Joonis 1.6. Japa Hydraulic Timber Deck Japa® 47901 estakaat [4].

Japa 47901 estakaadi tehnilised andmed on välja toodud tabelis 1.6.

Tabel 1.6.Japa 47901 estakaadi tehnilised andmed [4]

Nimetus	Tehnilised andmed
Pikkus, mm	3600
Laius, mm	2200
Kõrgus, mm	1000-1400
Kaal, kg	925

Japa 47901 estakaadi laius on fikseeritud, selle eest, aga saab kõrgust muuta vastavalt vajadusel. Estakaadil on kaks kõrguse astet 1000 mm ja 1400 mm.

Hakkipilke Hakkifeed 472 estakaad on Soome ettevõtte, mis tegeleb metsatehnika tootmisega. Hakkifeed 472 (Joonis 1.7) on kahe funktsiooniga hüdraulilise etteandega estakaad. Esimest funktsiooni täidab hüdromootor, mis veab ringi kettikonveierit kettülekandega ning see omakorda veab toormaterjali ette ristisuunas. Teist funktsiooni käitab teine hüdromootor, mis veab ringi ühte nõgusat sakilist rullikut, kust saab omakorda veo ülejäänud rullikud kettülekandega.



Joonis 1.7. Hakkifeed 472 estakaat [5].

Hakkifeed estakaadi tehnilised andmed on välja toodud tabelis 1.7.

Tabel 1.7.Hakkifeed 472 estakaadi tehnilised andmed [4]

Nimetus	Tehnilised andmed
Pikkus, mm	3600
Laius, mm	2200
Kõrgus, mm	1000-1440
Kaal, kg	925

Hakkifeed 472 estakaadil on tehnilised andmed Japa 47901 estakaadiga sarnased. Ainukeseks erinevuseks on kõrguse reguleerimise vahemik. Võrreldes Japa 47901 estakaadiga, saab hakkifeedi estakaadi 40 mm kõrgemale tõsta.

2. PROJEKTEERIMINE

2.1. Projekteerimistingimused

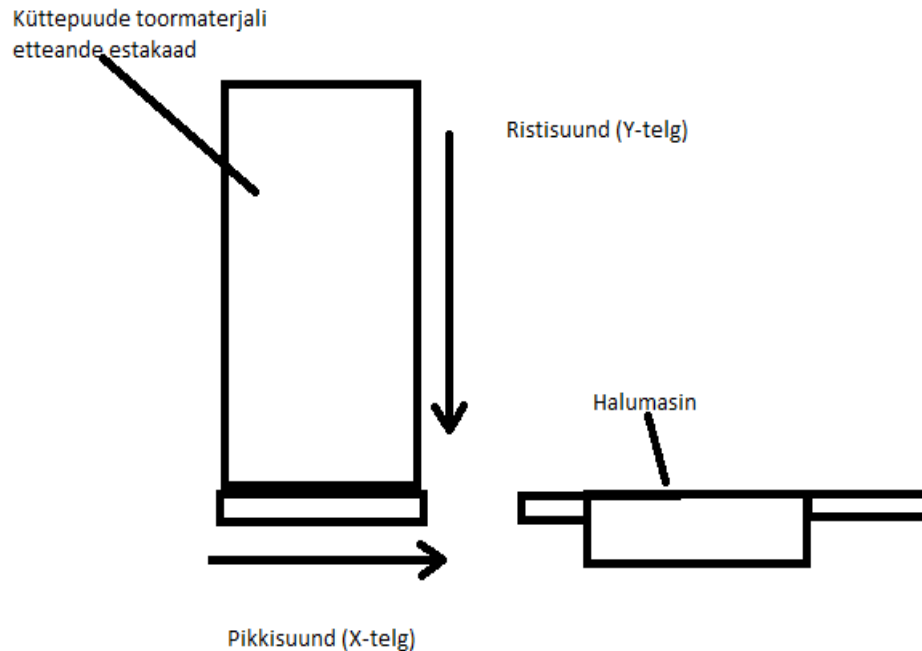
Kursusetöö eesmärgiks on projekteerida küttepuude toormaterjali estakaat, mis tagaks tööjõu kokkuhoiu ning omakorda tähendab see majanduslikku kokkuhoidu.

Estakaadi modifitseerimiseks on püstitatud järgnevad ülesanded:

1. Konstruktsiooni ideede genereerimine ja analüüsimine.
2. Tehniliste tingimuste määramine.
3. Etteande ajamite väljatöötamine.
4. Hüdrosüsteemi väljatöötamine.
5. Teostada etteande võllidele tugevusarvutused.
6. Teostada etteande raamile tugevuse analüüs.
7. Teostada küttepuude toormaterjali estakaadi etteande tehnilised joonised.
8. Kasutusjuhendi koostamine.

Nõuded projekteeritavale estakaadile:

1. Pikisuunas ja ristisuunas hüdrauliline etteanne (Joonis 2.1).
2. Peab suutma etteande 3 m pikkust ja 0,3 m diameetriga toormaterjali.
3. Estakaat peab mahutama kuni 10 ruutmeetrit toormaterjali.
4. Pikisuuna etteande kiirus peab olema sama, mis on Japa halumasina konveieril.
5. Ühilduma Japa 370 halumasinga.



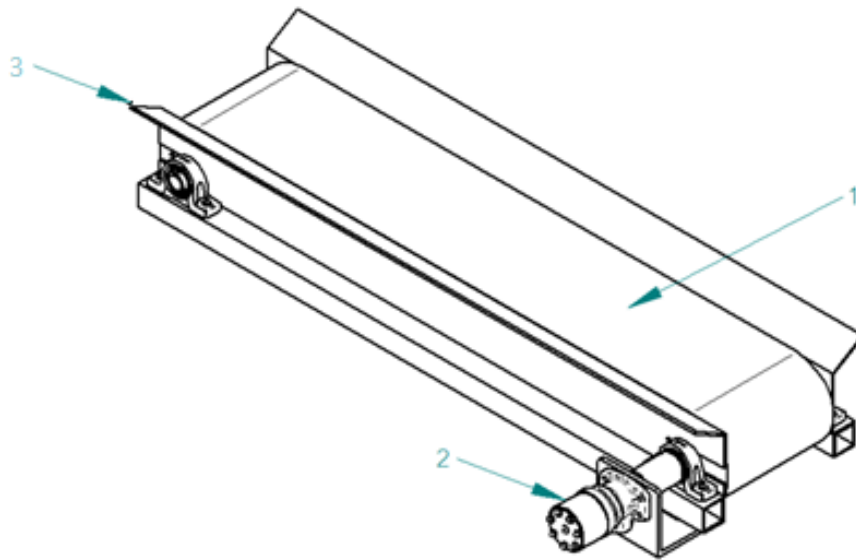
Joonis 2.1. Etteande suundi/telgi seletav joonis.

Jooniselt on näha, kuidas küttepuude toormaterjali etteande estakaad asetseb halumasinale suhtes ning on näha etteande konveierite suundi. Ristisuund annab küttepuude toormaterjali ette pikisuunale, mis annab ette halumasinale toormaterjali.

2.2 Konstruktsiooni ideede genereerimine ja analüüsimine

Konstruktsiooni ideede genereerimisel sai aluseks võetud teiste toodangute toimivad lahendused. Uuriti erinevaid konstruktsiooni lahendusi etteannete osas ning nende alusel genereeriti ideid, mille seast sai välja valitud neli lahendust pikisuuna etteandele. Ristisuunale sai välja genereeritud üks lahendus.

Järgnevalt on toodud pikisuuna etteande lahendused. Joonisel on näha etteanne ühe hüdromootori ja lindiga (joonis 2.2).



Joonis 2.2. Etteanne lindiga. 1 – Etteande lint, 2 – Hüdromootor, 3 – Külgtugi.

Toormaterjali etteanne toimub kummilindiga (1), mida ajab ringi hüdromootor (2). Toormaterjali toob etteande lindile ristietteande konveier. Selleks, et konveierilt toormaterjal maha ei veereks on sinna paigaldatud külgtugi (3).

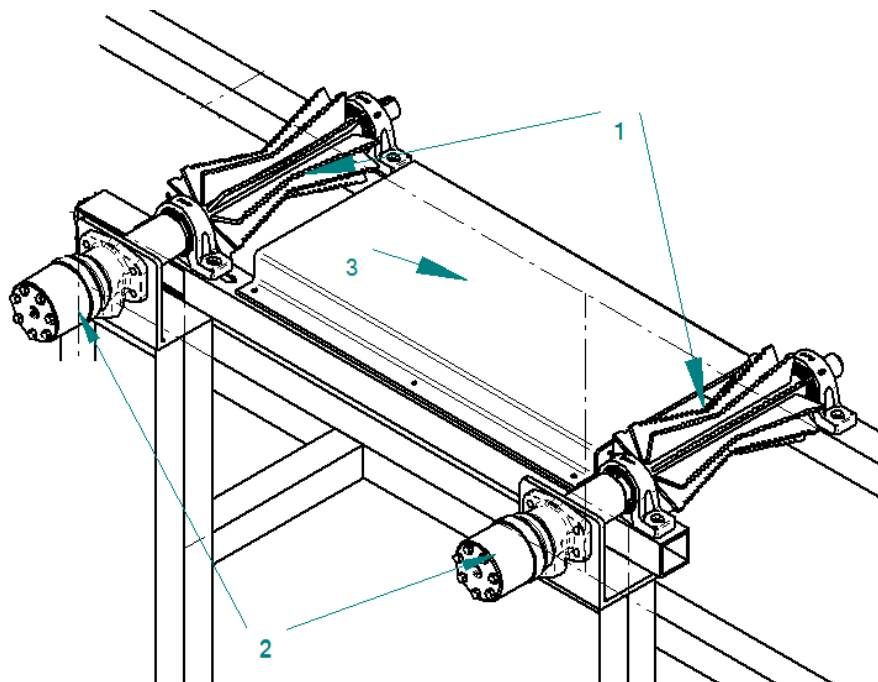
Eelised:

- pidev kontakt toormaterjaliga;
- hea haarduvus kuivades tingimustes.

Puudused:

- kehvasti töödeldud toormaterjal kahjustab linti;
- kehv haarduvus märgades tingimustes;
- välitingimustes ei ole lint nii vastupidav.

Järgneval joonisel on näha etteanne kahe hüdromootori ja rullikuga (joonis 2.3).



Joonis 2.3. Küttepuude toormaterjali etteanne rullikutega; 1 – Etteande rullikud, 2 – Hüdromootorid, 3 – Katteplaat.

Toormaterjali etteanne toimub sakiliste rullikutega (1). Rullikuid ajavad ringi hüdromootorid (2). Toormaterjali toob etteande lindile ristietteande konveier. Et konveierilt toormaterjal maha ei veereks on etteande rullikud kumerad ja sakilised. Lisaks on rullikute vahele paigaldatud katteplaat (3), mis takistab toormaterjalil rullikute vahele kukkumast.

Eelised:

- sakilised rullikud tagavad hea haardumise ka kehva toormaterjaliga;
- peab välitingimustes hästi vastu;
- tugev ehitus.

Puuduseid ei tuvastanud.

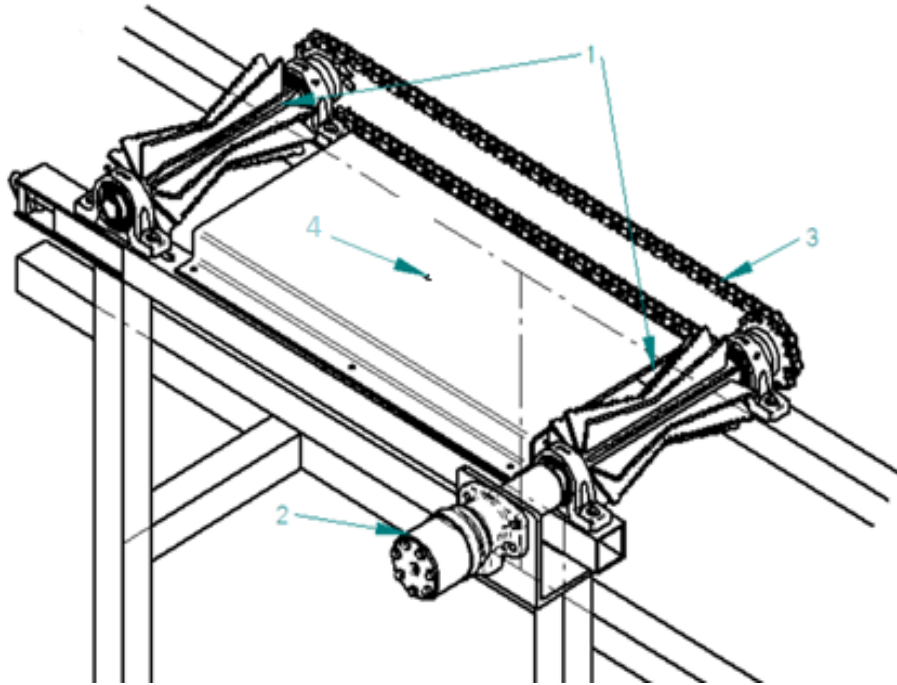
Joonisel on välja toodud etteanne ühe hüdromootori ja kahe rullikuga ning vedu teisele rullikule kettülekandega (joonis 2.4).

Eelised:

- sakilised rullikud tagavad hea haardumise ka kehva toormaterjaliga;
- tugev ehitus.

Puudused:

- palju kuluosasid;
- kulukas teostada.



Joonis 2.4. Küttepuude toormaterjali etteanne rullikutega; 1 – Etteande rullikud, 2 – Hüdromootor, 3 – Kettülekanne, 4 – Katteplaat.

Toormaterjali etteanne toimub sakiliste rullikutega (1). Rullikuid ajab ringi hüdromootor (2) koos kettülekannega (3). Toormaterjali toob etteande lindile ristietteande konveier. Et konveierilt toormaterjal maha ei veereks on etteande rullikud kumerad ja sakilised. Lisaks on rullikute vahele paigaldatud katteplaat (4), mis takistab toormaterjalil rullikute vahele kukkumast.

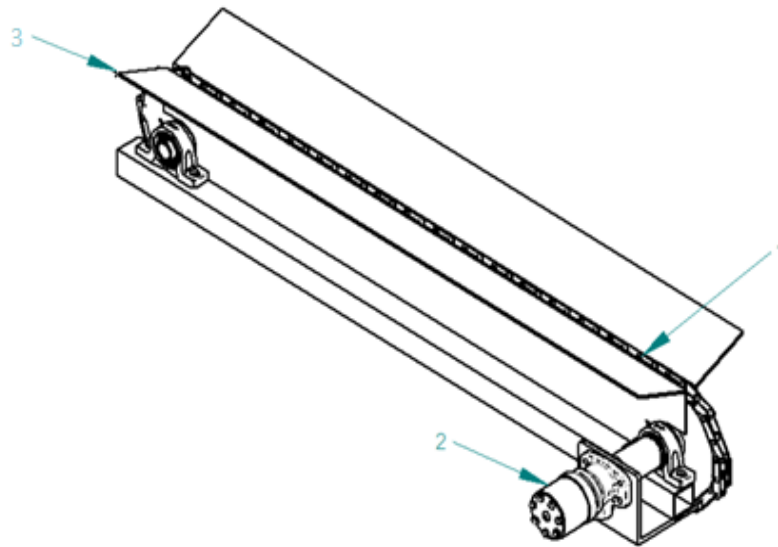
Eelised:

- sakilised rullikud tagavad hea haardumise ka kehva toormaterjaliga.

Puudused:

- palju kuluosasid;
- kulukas teostada.

Järgneval joonisel on näha etteanne tansportöör ketiga (joonis 2.5).



Joonis 2.5. Küttepuude toormaterjali etteanne kettkonveieriga; 1 – Etteande kett, 2 – Hüdromootor, 3 – Küljetugi.

Toormaterjali etteanne toimub kettkonveieriga (1), mis saab veo hüdromootorilt (2). Toormaterjali toob etteande kettkonveierile ristietteande konveier. Konveierilt toormaterjal maha ei veereks on paigaldatud külgtoed (3).

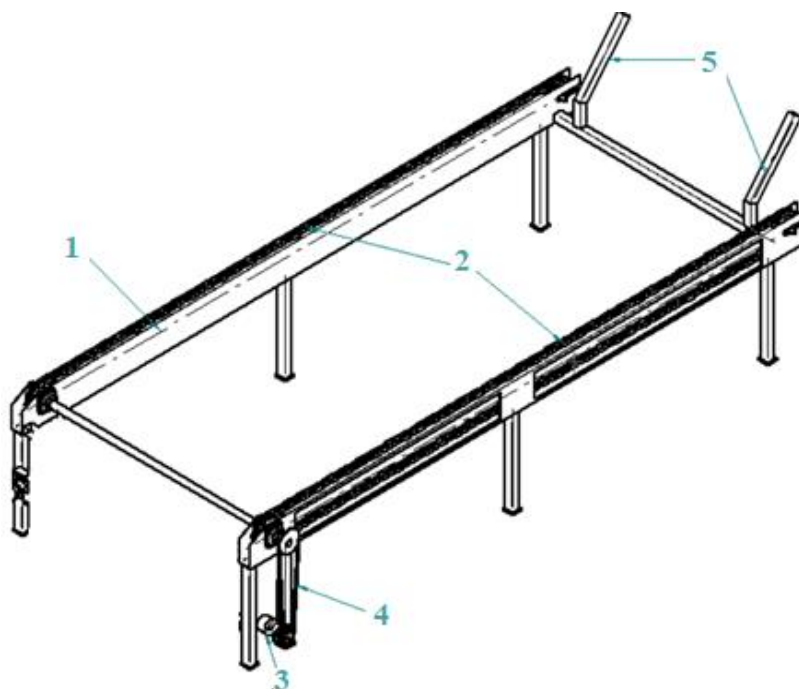
Plussid:

- lihtne teostada;
- sirge toormaterjali puhul pidev kontakt toormaterjaliga.

Miinused:

- kontaktpind väike suurema ja kõvera toormaterjaliga;
- märjemates tingimustes kehv kontakt toormaterjaliga;
- kulukas teostada.

Järgnevalt on toodud ristisuuna etteande lahendus. Ristisuuna etteveoks kasutatakse kettkonveierit (joonis 2.6).



Joonis 2.6. Ristietteande kettkonveier; 1 – Estakaadi raam, 2 – Kettkonveier, 3 – Hüdromootor, 4 – Kettülekanne, 5 – Toed.

Ristietteanne toimub kettkonveieriga (2), mis libiseb mööda estakaadi raami (1), saades veo hüdromootorilt (3) kettülekandega (4). Toormaterjal tõstetakse kettkonveieri peale ning et 10 ruummeetrit toormaterjali ära mahuks ja estakaadilt maha ei veereks on paigaldatud toed (5).

Eelised:

- tugev ehitus;
- välitingimustes peab hästi vastu;
- lihtne teostada.

Puudused:

- konveieri kett on kulukas soetada.

Ideede genereerimisel osutus pikisuuna etteande valikuks etteanne kahe rullikuga, kus rullikuid veavad ringi hüdromootorid. Antud valik tundus autorile majanduslikult ja töökindluse poolest kõige parema valikuna. Ristisuuna etteande valikuks valiti ainuke idee, mis välja genereeriti ehk etteanne kettkonveieriga.

2.3. Tehniliste tingimuste määramine

2.3.1. Toorpuidu kaalud

Küttepuid tehakse erinevast puidust, aga enamlevinud on lepp ja kask, kuna need on ühed levinumad puuliigid Eestis ning neil on hea kütteväärtus. Kütmiseks kasutatakse ka teisi puuliike, sest Eesti metsad on enamasti sega- ja lehtmetsad, kus kasvavad ka haab, paju ja saar. Lisaks võib kohata nendes metsades kuuski. Metsaomanik ei hakka üksikute haabade, pajude, saarte ja kuuskede pärast neid puid mujale transportima, vaid teeb neist ka küttepuid. Toorpuut, mis metsast tuleb on umbes 45% niiskusega ning 3000 mm pikkused. Järgnevas tabelis 2.1 on välja toodud enamlevinud toorpuidu kaalud niiskusega 45% ja diameetriga 300 mm – see on diameeter, mis mahub veel halumasinast läbi.

Tabel 2.1. Toorpuidu kaalud [6]

Puidu nimetus	Mass,kg (toorpuu (niiskus 45%) diameeter on 300 mm ja pikkus 3000 mm)
Lepp	112.67
Harilik haab	117.84
Kask	161.39
Paju	109.62
Kuuski	115.72
Saar	170.52

Tabelist selgub, et kõige raskem on saar, mille mass on 170,52 kg. Etteande raami ja rulli võllide projekteerimisel tuleb selle kaaluga arvestada.

Projekteeritava estakaadi peale peab mahtuma kuni 10 ruummeetrit puitu korraga. Tabelis 2.2 on välja toodud 10 ruummeetri küttepuude toormaterjali massid.

Tabel 2.2. Toorpuidu mass 10 ruummeetri korral

Puidu nimetus	Mass, kg (10 ruummeetri korral, kui toorpuu niiskus 45%)
Lepp;	5365
Harilik haab	5611
Kask	7685
Paju	5220
Kuuski	5510
Saar	8120

Tabelist selgub, et estakaad peab vastu pidama kuni 8120 kg massile, mis tekib 10 ruummeetrit saare toormaterjalist.

2.3.2. Pikisuuna etteanne ning ristisuuna etteande kiirus

Pikisuuna etteande kiirus on vaja välja arvutada, et saada see võrdseks halumasina etteveo lindi kiirusega. Selle mõõtmiseks mõõdeti ära vahemaa halumasina lindil (joonis 2.7), mis on 1,8m ning käivitati halumasin. Seejärel mõõdeti ära, kui kaua kulub aega lindil selle vahemaa läbimiseks. Vahemaa läbimiseks kulus aega 2,3 sekundit ning saadud andmete põhjal saab järgmise valemiga välja arvutada etteande lindi liikumiskiiruse [7: 34].

$$v = \frac{s}{t} = \frac{2,3}{1,8} = 0,78 \text{ m/s}, \quad (2.1.)$$

kus v on lindi liikumiskiirus m/s;

s – lindi pikkus m;

t – aeg s.



Joonis 2.7. Etteande lindi kiiruse mõõtmine.

Arvutusest selgus, et etteande lindi liikumiskiirus on 0,78 m/s ehk rullikute etteande kiiruse peab ka olema 0,78 m/s, et tagada ühtlane etteanne. Ristisuuna etteande kiirus ei pea olema nii täpselt paigas, kui on pikisuuna etteanne. Ristisuuna etteande kiiruseks võetakse 0,15 m/s.

2.4. Ristisuuna etteanne

2.4.1. Kettkonveier

Küttepuude toormaterjali ettevedu pikisuuna ettandele toimub veokettide kaudu. Veoketi arvutamise jaoks on vaja ette anda mitmeid parameetreid ning välja valida ka esialgne veokett. Veoketiks valiti ISO tähisega M40, mille purunemisjõud on 40kN. Kettkonveieri tõmbejõu saab arvutada järgmise valemiga [8].

$$F_t = g \cdot \mu_c (2,05 \cdot m_k \cdot L) m_v = 9,81 \cdot 0,12 (2,05 \cdot 2 \cdot 4,5) 8120 = 9580 \text{ N}, \quad (2.2.)$$

kus F_t on kettkonveieri tõmbejõud N;

m_v – mass mida on vaja veokettidel vedada kg, (lähtuti saare kaalust ning arvutustest kasutatakse massi: 8120 kg);

μ_c – hõõrdetegur (võeti esialgselt valitud keti järgi; 0,12) [9];

m_k – keti mass meetri kohta kg/m (võeti esialgselt valitud keti järgi: 2 kg) [9];

L – telgede vahe m, (4,5 meetrit).

Veoketi edasi arvutamiseks on vaja arvutada välja miinimum purunemisjõud. Selleks tuleb välja valida varutegur, mis valitakse vastavalt töökeskkonna ja hoolduse järgi. Töökeskkond on võrdlemisi puhas ning hooldus ehk kettkonveieri puhastamine ja määrimine toimub regulaarselt. Vastavalt sellele on varutegur 10 [8]. Miinimum purunemisjõu saab välja arvutada järgmise valemiga [8].

$$F_p = \frac{F_t \cdot \mu_t}{n_k} = \frac{9580 \cdot 10}{2} = 47900 \text{ N}, \quad (2.3.)$$

kus F_p on miinimum purunemisjõud ühe keti kohta N;

F_t – kettkonveieri tõmbejõud N;

μ_t – veoketi varutegur, 10;

n_k – veokettide arv, 2.

Teades miinimum purunemisjõudu ühe keti kohta, tuleb kataloogist välja valida sobiva miinimum purunemisjõuga veokett, sest esialgselt välja valitud ISO M40 veokett ei pea vastu. Sellele jõule, aga vastab ISO M56 veokett, mille purunemisjõud on 56000 N.

Järgnevalt tuleb teha uus ketile mõjuv tõmbejõu arvutus vastavalt valemi 2.2 järgi, sest valitud veokett ISO M56 jooksva meetri mass on erinev ISO M40 veoketist. ISO M56 jooksva meetri mass on 3,2 kg/m [8].

$$F_t = g \cdot \mu_c (2,05 \cdot m_k \cdot L) m_v = 9,81 \cdot 0,12 (2,05 \cdot 6,4 \cdot 4,5) 8120 = 9628 \text{ N}$$

Teades ISO M56 veoketi tõmbejõudu konveieril, saab kindlaks teha veoketi tegeliku varuteguri järgmise valemiga [8].

$$\mu_t = \frac{F_p \cdot n_k}{F_t} = \frac{56000 \cdot 2}{9628} = 11,6 \quad (2.4.)$$

kus μ_t on veoketi varutegur;

F_p – miinimum purunemisjõud ühe keti kohta N;

n_k – veokettide arv, 2;

F_t – kettkonveieri tõmbejõud N.

Arvutusest selgub, et tegelik varutegur on 11,6 ning näitab, et antud veokett sobib kettkonveierile. Kettkonveieri tehnilised andmed on toodud välja tabelis 2.3.

Tabel 2.3. M56 A konveierkett [9]

Nimetus	Andmed
Keti samm, mm	63
Katkemise tugevus, N	56000
Meetri kaal, kg	3,2

Kettkonveieri veokett valitakse võimalikult väikse sammuga, milleks on 63 mm. Väike veoketi samm tagab ühtlasema veoketi liikumise. Ketile on lisaks vaja ka ketiratta. Kõik ketirattad on ühesugused, sest ülekandesuhe on 1:1-le ning ketiratta hammaste arv valitakse 10 kataloogi järgi. Ketisammu järgi tuleb välja arvutada kogu keti pikkus järgmise valemiga [10].

$$z_c = 2 \cdot \frac{a}{p_k} + \frac{z_3 + z_4}{2} + \left(\frac{z_3 + z_4}{2\pi} \right)^2 \frac{p_k}{a} = 2 \cdot \frac{4500}{63} + \frac{10+10}{2} + \left(\frac{10+10}{2\pi} \right)^2 \frac{63}{4500} = 152,8 \text{ tk}, \quad (2.5.)$$

kus z_c on keti lülide arv veoketil tk;

a – telgede vahe 4500 mm;

p – ketisamm 63 mm;

z_3 – ketiratta hammaste arv 10;

z_4 – ketiratta hammaste arv 10.

Ketilülide arv tuleb ümardada täisarvuni ning eelistama peab paarisarvulist ketilülide arvu, milleks võtame 150 tükki. Paarisarvulise ketilülide korral ei ole vaja kahte ketilukku vaid piisab ühest. Järgnevalt tuleb arvutada tegelik telgede vahe järgmise valemiga [10].

$$a_1 = \frac{p_k}{4} \left[z_c - \frac{z_3 + z_4}{2} + \sqrt{\left(z_c - \frac{z_3 + z_4}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_3 + z_4}{\pi} \right)^2} \right] = \frac{63}{4} \left[152 - \frac{10 + 10}{2} + \sqrt{\left(150 - \frac{10 + 10}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{10 + 10}{\pi} \right)^2} \right] = 4536 \text{ mm}, \quad (2.6.)$$

kus a_1 on tegelik telgede vahe mm;

z_c – keti lülide arv tk;

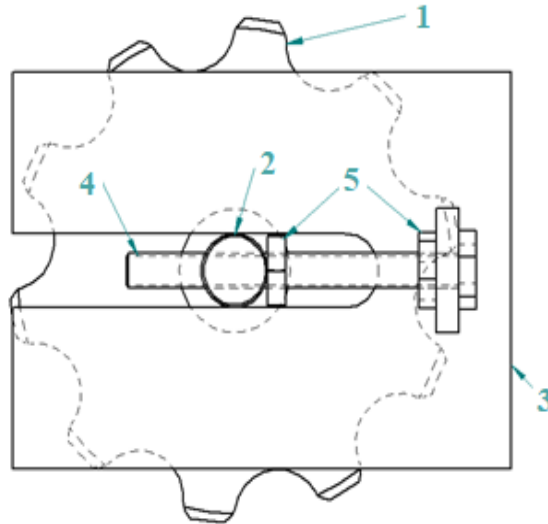
p_k – ketisamm 63 mm;

z_3 – ketiratta hammaste arv 10;

z_4 – ketiratta hammaste arv 10.

Arvutusest selgub, et tegelik telgede vahe on ketirataste vahel 4536 mm ning keti lülide arv on 150.

Kettülekanne vajab pingutamist iga teatud töötundide tagant, sest kasutamisel kett pikeneb kontaktmuljumise ja liigendite kulumise tõttu [10]. Küttepuude toormaterjali etteande kettkonveieri pingutusmehhanism on toodud välja joonisel 2.8.



Joonis 2.8. Kettkonveieri pinguti; 1 – Ketiratas, 2 – Telg, 3 – Raam, 4 – Reguleerimis polt, 5 – Mutrid.

Keti pingutamine toimub reguleerimise poldidega (4) ning neile on külge monteeritud mutrid (5). Poldid läbivad, nii raami (3) kui ka ketiratta telje (2) avasid. Ketiratas (1) liigub raamis olevate soonte sees, reguleerides mutreid reguleerimise poldil.

Järgnevalt tuleb välja arvutada vajalik vahemaa veoketi pingutamiseks. Selle saab välja arvutada järgmise valemiga [8].

$$K_p = \frac{a_1 \cdot p_t}{p} = \frac{4536 \cdot 0,71}{63} = 51.47 \approx 52 \text{ mm}, \quad (2.7.)$$

kus K_p on ketipingutuseks vajalik vahemaa mm;

a_1 – tegelik telgede vahe mm;

p_t – pingutus tegur M56 keti puhul, 0,71; [8];

p – ketisamm 63 mm.

Arvutustest selgub, et veoketi pingutamiseks on vaja veetavat ketiratast liigutada kuni 52 mm. Kettkonveieri toimimiseks paigaldatakse raamile juhikliist, mis paigendab raami keskel. See tagab, et kett liiguks otse ning ei tuleks raami pealt maha. Juhikliistuks valitakse 10x10 nelikantraud.

2.4.2. Ristisuuna etteande ülekanne

Kettkonveieri ülekanne jaoks on vaja teostada arvutus, et saada teada, millist pöördemomenti on vaja ülekannele arendada, et kettkonveierit ringi ajada. Pöördemomendi saab arvutada järgmise valemiga [9].

$$T = \frac{F_t \cdot d_k}{2} = \frac{9628 \cdot 0,204}{2} = 982 \text{ Nm}, \quad (2.8.)$$

kus T on kettkonveieri poolt tekitav pöördemoment võllile Nm;

F_t – kettkonveieri tõmbejõud N;

d_k – ketiratta diameeter, 204 mm [9].

Arvutusest selgub, et pöördemoment on 982 Nm. Hüdromootori valimiseks kettkonveierile on vaja teostada arvutused koos hüdromootori kasuteguriga.

$$T_k = \frac{M_v}{\eta_h} = \frac{982}{0,8} = 1227 \text{ Nm}, \quad (2.9.)$$

kus T_k on vajalik hüdromootori poolt ülekantav pöördemoment Nm;

η_h – mootori täielik kasutegur, 0,8 [11].

Arvutustest selgub, et 1227 Nm pöördemomenti ei suuda standardsed hüdromootorid saavutada. Selleks, et kettkonveierit saaks käitada, tuleb hüdromootori ja kettkonveieri vahele paigutada ülekanne, mis suudab arvutatud pöördemomendi saavutada.

Hüdromootori ja kettkonveieri vahele paigutatakse kettülekanne. Kettülekanne valiti sellepärast, et see on kompaktsem kui rihmülekanne. Sellel puudub libisemine, püsiv keskmine ülekandearv ning talub löökoormust hästi [10]. Lisaks on kettülekanne ilmastikukindlam. Kettülekanne arvutamise juures tuleb aga arvestada sellega, et kettülekanne ketiratas ei tohi olla suurema diameetriga kui kettkonveieri ketiratas, sest see takistaks kettkonveieri sujuvat etteandmist pikisuuna etteandele. Kettülekanne telgede vahe võtmisel lähtutakse raami kõrgusest ning see võetakse esialgu 700 mm.

Kettülekanne arvutamise jaoks on vaja kõigepealt välja valida hüdromootor. See valitakse võimalikult suure pöördemomendi/pöördetootlikkuse järgi. Valituks osutus OMS tüüpi hüdromootor, mille tehnilised andmed on välja toodud tabelis 2.4.

Tabel 2.4. Danfoss OMS hüdmootor [12]

Nimetus	Andmed
Maksimaalne moment, Nm	1000
Pöördootlikus, cc	315
Võlli diameeter, mm	32
Käivitusmoment, Nm	850
Maksimaalne surve, bar	200

Kettülekanne konstrueerimiseks on vaja arvutada vajalik ülekandearv. Ülekandearv arvutatakse käivitusmomendi ja vajaliku hüdmootori pöördemomendi suhtes.

$$i = \frac{T_k}{T_h} = \frac{1227}{850} = 1,45, \quad (2.10.)$$

kus i on ülekandearv kettülekanal;

T_k – vajalik kettülekanne poolt ülekantav pöördemoment Nm;

T_h – vajalik kettülekanne poolt ülekantav pöördemoment Nm;

Järgnevalt tuleb välja arvutada ketiratta pöörlemissagedus järgmise valemiga [8].

$$n_k = \frac{v_k}{d_k \cdot \pi} = \frac{0,25}{0,204 \cdot \pi} = 0,4 s^{-1} = 24 \text{ min}^{-1}, \quad (2.11.)$$

kus n_k on ketiratta pöörlemissagedus min^{-1} ;

v_k – kettikonveieri liikumiskiirus m/s;

d_k – ketiratta diameeter m.

Kui pöörlemissagedus on teada, saab välja arvutada ülekandesuhte kaudu väiksema ketiratta pöörlemissageduse.

$$n_h = n_k \cdot i = 24 \cdot 1,45 = 35 \text{ min}^{-1}, \quad (2.12.)$$

kus n_h on väiksema ketiratta pöörlemissagedus min^{-1} ;

n_k – ketiratta pöörlemissagedus min^{-1} ;

i – ülekandearv kettülekanal.

Teades pöörlemissagedust saab teisendada kettkonveieri poolt tekkiva pöördemomendi võimsuseks, et välja valida esialgne kett. Pöördemomendi saab teisendada võimsuseks järgmise valemiga [7: 34].

$$P_k = \frac{T_v \cdot n_k}{9550} = \frac{982 \cdot 24}{9550} = 2,47 \text{ kW}, \quad (2.13.)$$

kus P_k on kettülekanne ajami võimsus kW;

T_v – vajalik kettülekanne poolt ülekantav pöördemoment Nm;

n_k – ketiratta pöörlemisagedus min^{-1} .

Keti valimiseks on vaja arvestada ka erinevate teguritega. Need tegurid võetakse IWIS ketikataloogist [13]. Nendeks teguriteks on hammaste arv väiksel ketirattal, mis võetakse 1,72, sest ketirataste hammaste arv võetakse võimalikult väike, milleks on 9. Ülekande suhte tegur võetakse 1,08 lähtudes eelnevalt arvutatud ülekande suhte järgi. Löökkkoormuse tegur võetakse 1,85, mis on mõeldud konveieri ajamitele. Telgede vahe tegur võetakse eelnevalt määratud telgede vahest, milleks oli 700 mm ja teguri väärtus on 1,18. Määrimise tegur võetakse 1, sest määrimine toimub regulaarselt. Ketirataste arvu tegur võetakse 1, sest kokku on ketirattaid kaks. [13] Järgnevalt tuleb need omavahel kõik läbi korrutada, et saada kettülekannet iseloomustav tegur.

$$f_g = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6 = 1,72 \cdot 1,08 \cdot 1,85 \cdot 1,18 \cdot 1 \cdot 1 = 3,94, \quad (2.14.)$$

kus f_g on kettülekannet iseloomustav tegur;

f_1 – hammaste arvu tegur 1,72;

f_2 – ülekande suhte tegur 1,08;

f_3 – löökkkoormuse tegur 1,85;

f_4 – telgede vahe tegur 1,18;

f_5 – määrimise tegur 1;

f_6 – ketirataste arvu tegur 1,72.

Teades kettülekannet iseloomustavat tegurit saab välja arvutada keti võimsuse, mille järgi valitakse välja kettülekande kett. Ketü võimsus arvutatakse järgmise valemiga [13].

$$P_D = P_k \cdot f_g = 2,47 \cdot 3,94 = 9,7kW, \quad (2.15.)$$

kus P_D on ketü võimsus kW;

P_k – kettülekande ajami võimsus kW;

f_g – kettülekannet iseloomustav tegur.

Teades ketü võimsust, tuleb vaadata IWIS-kataloogist graafiku järgi sobiv kett tuginedes ketü võimsusele ja väiksema ketiratta pöörlemissagedusele. Sobivaks ketiks on üherealine M2416 24B rullkett, mille tehnilised andmed on välja toodud tabelis 2.5.

Tabel 2.5. M2416 24B rullkett [13]

Nimetus	Andmed
Keti samm, mm	38,1
Katkemise tugevus, N	160000
Meetri kaal, kg	7,05

Teades ketü sammu, saab välja arvutada suurema ketiratta lubatud hammaste arvu, sest ketiratta diameeter ei tohi olla suurem, kui kettkonveieri ketiratas ehk 204 mm. Lisaks peab arvestama, et tuleb eelistada paaritu arv hammaste arvu, sest see tagab ühtlasema kulumise ketirattale kui ka ketile [10]. Selle saab välja arvutada järgmise valemiga [13].

$$d_k = \frac{p_k}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{38,1}{\sin \frac{180^\circ}{15}} = 183,25 \text{ mm}, \quad (2.16.)$$

kus d on kettülekande ketiratta läbimõõt mm;

p_k – kettülekande ketü samm;

z_2 – kettülekande suurema ketiratta hammaste arv 15 tk, (võeti umbkaudselt).

Ketiratta läbimõõduks saadi 183,25 mm, mis on väiksem kui konveieri ketiratas – ehk on siinkohal sobilik. Lisaks tuleb eelistada võimalikult paljude hammastega ketirastast, sest see vähendab

kulumist ketirattal ja ketil. Teades suurema ketiratta läbimõõtu ja hammaste arvu saab välja arvutada väiksema ketiratta hammaste arvu.

$$z_1 = \frac{z_2}{i} = \frac{15}{1,45} = 10,345, \quad (2.17.)$$

kus z_1 on kettülekande väiksema ketiratta hammaste arv tk;

z_2 – kettülekande suurema ketiratta hammaste arv tk;

i – ülekandearv kettülekandel.

Lähim ketiratta hammaste arv on 10 ning see valitakse. Teades hammaste arvu, tuleb arvutada täpsustatud ülekandearv:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{15}{10} = 1,5, \quad (2.18.)$$

kus i on kettülekande ülekande arv;

z_1 – kettülekande väiksema ketiratta hammaste arv tk;

z_2 – kettülekande suurema ketiratta hammaste arv tk.

Järgnevalt tuleb arvutada keti tõmbejõud. Selleks tuleb kasutada valemis (2.2.) arvutatud kettülekande võimsust ning kettkonveieri liikumiskiirust. Ketitõmbejõu saab arvutada järgmise valemiga [13].

$$F_V = \frac{1000 \cdot P_k}{v_k} = \frac{1000 \cdot 2,47}{0,25} = 9880 \text{ N}, \quad (2.19.)$$

Kus F_V on keti tõmbejõud N;

P_k – kettülekanda ajami võimsus kW;

v_k – kettkonveieri liikumiskiirus m/s.

Kettülekandele tuleb teostada ka kontrollarvutused, nii staatilisele kui ka dünaamilisele koormusele, et teada saada, kas kett peab vastu. Staatilise koormuse varutegur on vähim lubatud varutegur ehk 7 [13]. Staatilise koormuse varuteguri saab välja arvutada järgmise valemiga [14].

$$\gamma_s = \frac{F_P}{F_v} = \frac{160000}{9880} = 16,2, \quad (2.20.)$$

kus γ_s on staatiline varutegur kettülekandel;

F_P – valitud keti katkemise tugevus (võetud tabelist 2.5.) N;

F_v – keti tõmbejõud N.

Arvutusest selgub, et kett peab vastu staatilisele koormusele. Nüüd on vaja kindlaks teha, kas kett peab ka dünaamilise koormusele vastu. Dünaamilise koormuse vähim lubatud varutegur on 5 [13]. Dünaamilise koormuse varuteguri saab välja arvutada järgmise valemiga [13].

$$\gamma_d = \frac{F_P}{F_T \cdot f_3} = \frac{160000}{9880 \cdot 1,85} = 8,75, \quad (2.21.)$$

kus γ_d on dünaamiline varutegur kettülekandel;

F_P – valitud keti katkemise tugevus (võetud tabelist 2.5.) N;

F_v – keti tõmbejõud N;

f_3 – löökoormuse tegur 1,85.

Arvutusest selgub, et kett peab ka dünaamilisele koormusele vastu. Ketisammu järgi tuleb välja arvutada kogu keti pikkus valemiga (2.5.)

$$z_t = 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_1 + z_2}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a} = 2 \cdot \frac{700}{38,1} + \frac{10+15}{2} + \left(\frac{10+15}{2\pi} \right)^2 \frac{38,1}{700} = 49,2 \text{ tk},$$

kus z_t on keti lülide arv kettülekandel tk;

a – telgede vahe 700 mm;

p – ketisamm 38,1 mm;

z_1 – ketiratta hammaste arv 10;

z_2 – ketiratta hammaste arv 15.

Ketilülide arv tuleb ümardada täisarvuni ning eelistama peab paarisarvulist ketilülide arvu, milleks võtame 42 tükki. Järgnevalt tuleb arvutada tegelik telgede vahe järgmise valemiga (2.6.).

$$a_2 = \frac{p}{4} \left[z_c - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_c - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_1 + z_2}{\pi} \right)^2} \right] = \frac{38,1}{4} \left[42 - \frac{10+15}{2} + \sqrt{\left(42 - \frac{10+15}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{10+15}{\pi} \right)^2} \right] = 704 \text{ mm},$$

kus a_2 on tegelik telgede vahe kettülekandel mm;

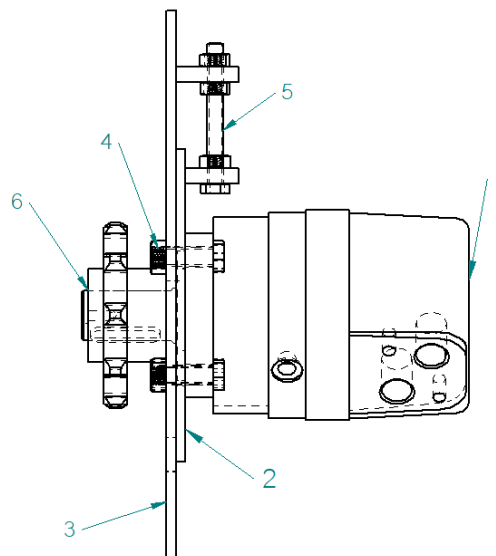
z_c – ketilülide arv tk;

p – ketisamm 38,1 mm;

z_1 – ketiratta hammaste arv 10;

z_2 – ketiratta hammaste arv 15.

Arvutusest selgub, et tegelik telgede vahe on ketirataste vahel 704 mm ning keti lülide arv on 42. Kettülekannet on vaja pingutada, sest muidu kiireneb ketiratta ning keti kulumine. Ketipinguti lahendus on toodud välja joonisel 2.9.



Joonis 2.9. Ketipinguti kettülekandel; 1 – Hüdromootor, 2 – Hüdromootori kinnitusplaat, 3 – Soontega plaat, 4 – Hüdromootori kinnituspolt, 5 – Pingutuspolts, 6 – Ketiratas.

Hüdromootor (1) kinnitub hüdromootori kinnitusplaadi (2) külge kinnituspoltidega (4). Lõdvendades kinnituspolte saab hüdromootorit lükata allapoole pingutuspoldiga (5) mööda soontega plaati (3). Lükates allapoole hüdromootorit läheb kettülekande kett pingule.

2.5. Pikisuuna etteanne

Pikisuunas toimub etteanne rullikutega ning neid ajavad ringi hüdromootorid. Sobivate hüdromootorite valimiseks on vaja teostada arvutused. Arvutuste teostamiseks on vaja eelnevalt ette anda teatud parameetrid. Eelnevalt arvutatud kõige raskema puu kaalu järgi tuleb arvutada süsteemile mõjuv jõud järgmise valemiga [7: 36].

$$F = m_p \cdot g = 180 \cdot 9.81 = 1765 N, \quad (2.22.)$$

kus F on ajamile mõjuv jõud N;

m_p – mass, mida on vaja rullikutel vedada kg, (lähtuti saare kaalust ning arvutustest kasutatakse massi: 180 kg);

g – raskuskiirendus $9,81 \text{ m/s}^2$.

Teades mõjuvat jõudu rullikutele saab välja arvutada pöördemomendi, mida on vaja, et rullikuid ringi ajada. Selle saab välja arvutada järgmise valemiga [8; 36].

$$P = F \cdot v = 1765 \cdot 0,78 = 1377 W, \quad (2.23.)$$

kus P on vaja minev võimsus rullikute ringi ajamiseks W;

F – ajamile mõjuv jõud N;

v – lindi liikumiskiirus m/s.

1377 W on vaja, et rullikuid ringi ajada. Kuna rullikutel liigub toormaterjal ebaühtlaselt ning koormus ei jaotu ühtlaselt ära, siis võetakse ühe rulli vajalikuks võimsuseks 1377W. Järgnevalt tuleb arvutada mootorile toodav hüdrauliline võimsus järgmise valemiga [11].

$$P_m = \frac{P}{\eta_h} = \frac{1377}{0,8} = 1721 W, \quad (2.24.)$$

kus P_m on hüdrauliline võimsus mootoril W;

P – vajaminev võimsus rullikute ringi ajamiseks W;

η_h – mootori täielik kasutegur, 0,8 [11].

Teades hüdraulilise võimsust mootoril, saab välja arvutada vooluhulga hüdromootoris. See on teostatav järgmise valemiga [11].

$$q = \frac{P_m}{p_{\Delta}} = \frac{1721}{20000000} = 0,0008606 \frac{m^3}{s}, \quad (2.25.)$$

kus q on tõeline vooluhulk hüdmootori sees m^3/s ;

P_m – hüdrauliline võimsus mootoril W;

p_{Δ} – Töörõhk süsteemis, 20000000 pa (Tabel 1.2. võetud halumasina töörõhk: 200 bar).

Teades vooluhulka hüdmootoris, saame välja arvatada pumba teoreetilise tootlikkuse järgmise valemiga [11].

$$q_p = \frac{q}{\eta_v} = \frac{0,0008606}{0,95} = 0,000905 \frac{m^3}{s} \quad (2.26.)$$

kus q_p on pumba teoreetiline tootlikkus m^3/s ;

q – tõeline vooluhulk hüdmootori sees m^3/s ;

η_v – hüdmootori mahuline kasutegur, 0,95 [11].

Teades pumba teoreetilist tootlikkust, tuleb välja arvutada rullikute pöörlemissagedus, et saada välja arvutada pöördtootlikkust. Pöörlemissageduse välja arvutamiseks tuleb võtta umbkaudselt rulliku diameeter, milleks võetakse 100 mm ehk raadius on 50 mm. Rulliku pöörlemissageduse saab arvutada järgmise valemiga [7: 34].

$$n = \frac{v}{d \cdot \pi} = \frac{0,78}{0,1 \cdot \pi} = 2.491 s^{-1} = 150 min^{-1}, \quad (2.27.)$$

kus n on rulliku pöörlemissagedus min^{-1} ;

v – lindi liikumiskiirus m/s;

d – rulliku diameeter m.

Teades pöörlemissagedust, saab välja arvutada pöördtootlikkus järgmise valemiga [11].

$$V_n = \frac{q_p}{n} = \frac{0,000905 \cdot 60}{150} = 0,000226 \frac{m^3}{p} = 22,6 \frac{cm^3}{p}, \quad (2.28.)$$

kus V_n on hüdmootori pöördtootlikkus m^3/s ;

q_p – pumba teoreetiline tootlikkus m^3/s ;

n – rulliku pöörlemissagedus min^{-1} .

Hüdromootori pöördetootlikkuse, võimsuse ja pöördemomendi järgi saab välja valida sobiliku hüdromootori. Valitud hüdromootorite tehnilised andmed on välja toodud tabelis 2.7.

Tabel 2.7. Danfoss OMP 50 hüdromootor [13]

Nimetus	Andmed
Maksimaalne moment, Nm	120
Pöördootlikus, cc	50
Võlli diameeter, mm	25
Käivitusmoment, Nm	100
Maksimaalne surve, bar	200

OMP50 hüdromootor on orbitaal tüüpi hüdromootor ning hüdromootori võllil on liistliide.

2.6. Tugevusarvutused detailidele

2.6.1. Ristisuuna etteande detailid

Kettkonveieril on kokku kaks võlli ning kaks telge. Tugevusarvutused teostatakse ühele võllile, mis peab vastu pidama kettülekandele ning kettkonveieri ühele veoketile. Kõigepealt tuleb välja arvutada ühe veoketi poolt tekitatav tõmbejõud.

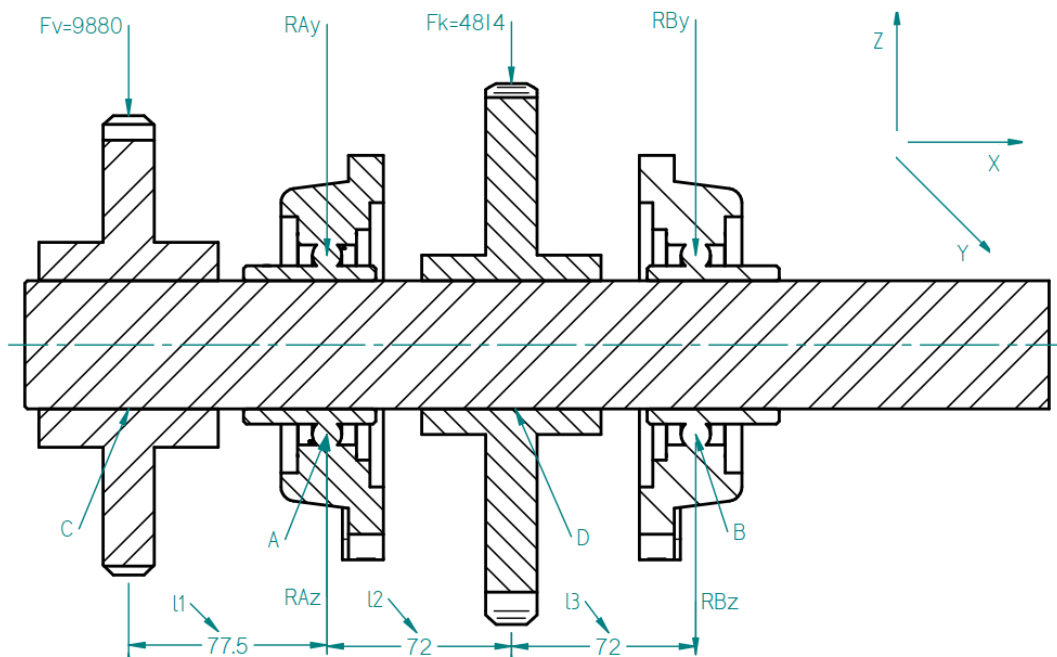
$$F_k = \frac{F_t}{n_k} = \frac{9628}{2} = 4814 \text{ N}, \quad (2.29.)$$

Kus F_k on ühe veoketi poolt tekkiv tõmbejõud N;

F_t – kettkonveieri tõmbejõud N;

n_k – veokettide arv tk.

Ühe veoketi poolt tekkiv tõmbejõud on 4814 N ning nüüd saab teostada seletava jõudude skeemi, mis on kujutatud joonisel 2.10.



Joonis 2.10. Kettkonveieri völli skeem.

Tuginedes joonisele 2.10, mõjuvad jõud erinevates suundades. Konveieri ketiratas mõjutab völli y-telge mööda ning kettülekande ketiratas mõjutab völli z- telje suunas. Völlile mõjuvad, nii vääne kui ka paine. Joonis 2.10-le tuginedes saab teostada toereaktsioonide arvutused. Kõigepealt teostatakse toereaktsioonid Y-telje suunas mõjuvate jõududele.

$$\sum M_{Az} = 0: -F_k \cdot l_3 + R_{By} \cdot l = 0,$$

$$R_{By} = \frac{F_k \cdot l_3}{l} = \frac{4814 \cdot 0,072}{0,144} = 2407 \text{ N}, \quad (2.30.)$$

kus R_{By} on laagri toereaktsioon N;

F_k – veoketi tõmbejõud N;

l_3 – ketiratta ja laagri vaheline kaugus mm;

l – laagrite vaheline kaugus mm.

$$\sum M_{Bz} = 0: -R_{Ay} \cdot l + F_k \cdot l_2 = 0,$$

$$R_{Ay} = \frac{F_k \cdot l_2}{l} = \frac{4814 \cdot 0,072}{0,144} = 2407 \text{ N}, \quad (2.31.)$$

kus R_{Ay} on laagri toereaktsioon N;

F_k - veoketi tõmbejõud N;

l_2 - ketiratta ja laagri vaheline kaugus mm;

l - laagrite vaheline kaugus mm.

Saades teada laagrite toereaktsioonid y- telje suunas, tuleb teostada toereaktsioonide tasakaalu kontroll järgmise võrratusega:

$$\sum F_y = -R_{Ay} + F_k - R_{By} = -2407 + 4814 - 2407 = 0,$$

Võrratusest selgub, et toereaktsioonid on tasakaalus. Teades toereaktsioone, saab välja arvutada y – telje suunas mõjuvad paindemomendid.

Tuginedes joonisele 2.10 on punktis C mõjuv paindemoment:

$$M_{Cz} = 0,$$

Tuginedes joonisele 2.10 on punktis A mõjuv paindemoment:

$$M_{Az} = 0,$$

Tuginedes joonisele 2.10 on punktis D mõjuv paindemoment:

$$M_{Dz} = R_{Ay} \cdot l_2 = 2407 \cdot 0,072 = 173 \text{ Nm}, \quad (2.32.)$$

kus M_{Dz} on punktis D mõjuv paindemoment Nm;

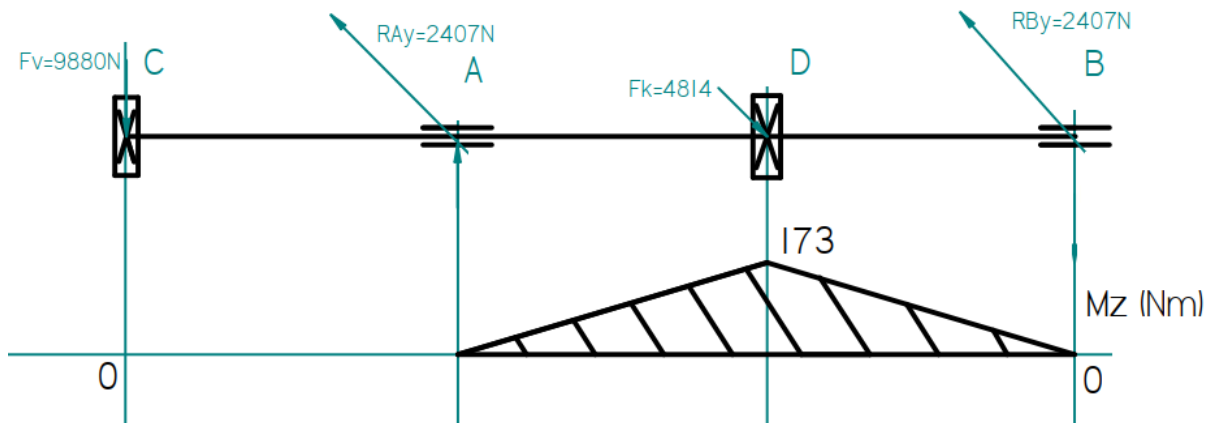
R_{Ay} – laagri toereaktsioon N;

l_2 – ketiratta ja laagri vaheline kaugus mm;

Tuginedes joonisele 2.10 on punktis B mõjuv paindemoment:

$$M_{Bz} = 0,$$

Arvutatud toereaktsioonid ja paindemomendi epüür on kantud joonisele 2.11.



Joonis 2.11. Paindemomendi epüür ja toereaktsioonid.

Jooniselt on näha, et kõige suurem paindemoment on punktis D, kus asub kettkonveieri ketiratas. Teades y-suunas mõjuvad toereaktsioone ja paindemomente, tuleb välja arvutada Z-telje suunalised toereaktsioonid ning paindemomendid tuginedes joonisele 2.11.

$$\sum M_{Ay} = 0: F_v \cdot l_1 - R_{Bz} \cdot l = 0,$$

$$R_{Bz} = \frac{F_v \cdot l_1}{l} = \frac{9880 \cdot 0,0775}{0,144} = 5317 \text{ N}, \quad (2.33.)$$

kus R_{Bz} on laagri toereaktsioon N;

F_v – kettülekanne tõmbejõud N;

l_1 – ketiratta ja laagri vaheline kaugus mm;

l – laagrite vaheline kaugus mm.

$$\sum M_{By} = 0: F_v \cdot (l_1 + l) - R_{Az} \cdot l = 0,$$

$$R_{Az} = \frac{F_v \cdot (l_1 + l)}{l} = \frac{9880 \cdot 0,2215}{0,144} = 15197 \text{ N}, \quad (2.34.)$$

kus R_{Az} on laagri toereaktsioon N;

F_v – kettülekanne tõmbejõud N;

l_1 – kettülekanne ketiratta ja laagri vaheline kaugus mm;

l – laagrite vaheline kaugus mm.

Saades teada laagrite toereaktsioonid z-telje suunas, tuleb teostada toereaktsioonide tasakaalu kontroll järgmise võrratusega:

$$\sum F_z = -F_v + R_{Az} - R_{Bz} = -9880 + 15197 - 5317 = 0,$$

Võrratusest selgub, et toereaktsioonid on tasakaalus. Teades toereaktsioone, saab välja arvutada z-telje suunas mõjuvad paindemomendid.

Tuginedes joonisele 2.11 on punktis C mõjuv paindemoment:

$$M_{Cy} = 0,$$

Tuginedes joonisele 2.11 on punktis A mõjuv paindemoment:

$$M_{Ay} = -F_v \cdot l_1 = -9880 \cdot 0,0775 = -765 \text{ Nm}, \quad (2.35.)$$

kus M_{Ay} on punktis A mõjuv paindemoment Nm;

F_v – kettülekanne tõmbejõud N;

l_1 – kettülekanne ketiratta ja laagri vaheline kaugus mm;

Tuginedes joonisele 2.11 on punktis D mõjuv paindemoment:

$$M_{Dy} = -R_{Bz} \cdot l_2 = 5317 \cdot 0,072 = -382 \text{ Nm}, \quad (2.36.)$$

kus M_{Dy} on punktis D mõjuv paindemoment Nm;

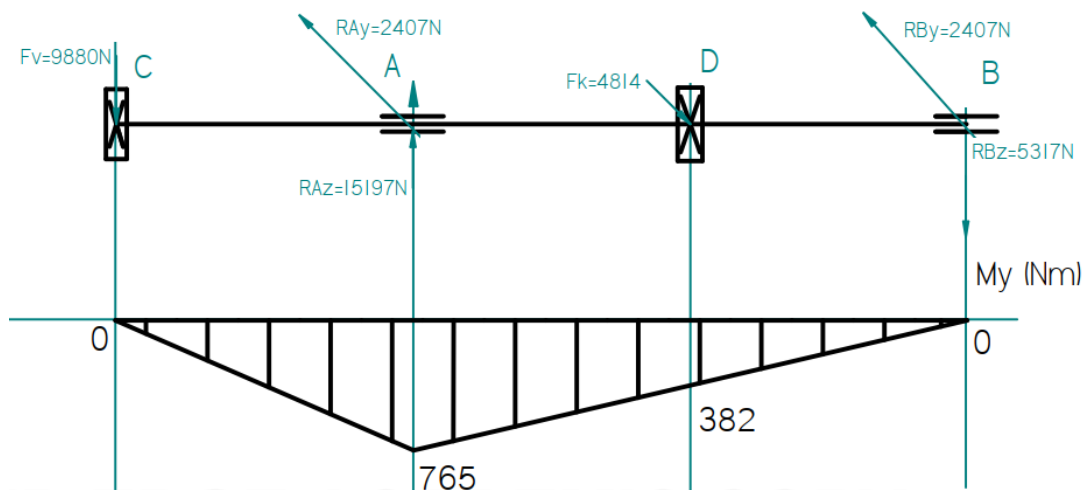
R_{Bz} – laagri toereaktsioon N;

l_2 – ketiratta ja laagri vaheline kaugus mm;

Tuginedes joonisele 2.11 on punktis B mõjuv paindemoment:

$$M_{By} = 0,$$

Arvutatud toereaktsioonid ja paindemomendid epüürid on kantud joonisele 2.12.



Joonis 2.12. Paindemomendi epüür ja toereaktsioonid.

Jooniselt on näha, et kõige suurem paindemoment asub punktis A, kus paikneb laager. Järgnevalt tuleb arvutada resultant paindemomendid kõigis punktides järgmise valemiga [14].

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}, \quad (2.37.)$$

Punktis C resultant paindemoment:

$$M_C = \sqrt{M_{Cy}^2 + M_{Cz}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0,$$

Punktis A resultant paindemoment:

$$M_A = \sqrt{M_{Ay}^2 + M_{Az}^2} = \sqrt{(-765)^2 + 0^2} = 765 \text{ Nm},$$

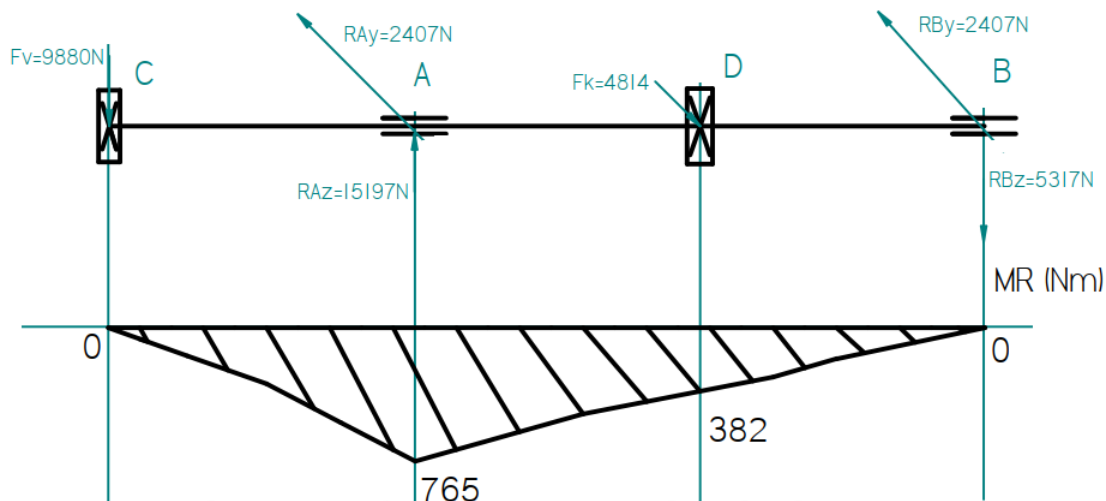
Punktis D resultant paindemoment:

$$M_D = \sqrt{M_{Dy}^2 + M_{Dz}^2} = \sqrt{382^2 + 173^2} = 419 \text{ Nm},$$

Punktis B resultant paindemoment:

$$M_B = 0,$$

Teades kõikides punktides resultant paindemomente saab kanda need skeemile. Skeem on esitatud joonisel 2.13.



Joonis 2.13. Resultant paindemomendi epüür.

Jooniselt saab välja lugeda, et kõige suurem resultant paindemoment on punktis A. Järgnevalt koostatakse väändemomendi epüür võllile. Väändemoment on sama, mis on pöördemoment ning kettkonveier tekitab kahe veoketiga võllile väände 982 Nm.

Väändemoment punktis C tuginedes joonisele 2.13:

$$T_C = 982 \text{ Nm},$$

Väändemoment punktis A tuginedes joonisele 2.13:

$$T_A = 982 \text{ Nm},$$

Väändemoment punktis D tuginedes joonisele 2.13:

$$T_D = \frac{T}{n_k} = \frac{982}{2} = 491 \text{ Nm}, \quad (2.38.)$$

Kus T_D punktis D asuv väändemoment Nm;

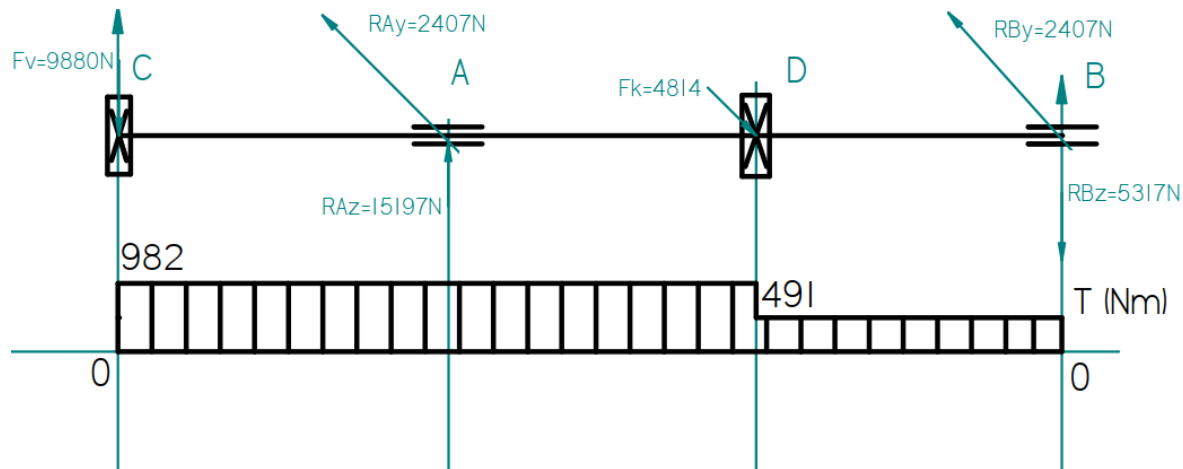
T – kettkonveieri poolt tekitav väändemoment võllil Nm;

n_k – veokettide arv tk.

Väändemoment punktis B tuginedes joonisele 2.13:

$$T_B = 491 \text{ Nm},$$

Teades kõikides punktides väändemomente, saab need kanda skeemile. Skeem on esitatud joonisele 2.14.



Joonis 2.14. Väändemomendi epüür

Jooniselt on näha, et punktis C, A ning kuni punkti D-ni mõjub väändemoment 982 Nm. Sealt edasi mõjub väändemoment 491 Nm. Järgnevalt arvutatakse välja ekvivalent moment ohtlikus lõikes neljanda tugevusteorია alusel, sest võllile mõjub nii väände-, kui ka paindemoment. Ekvivalent moment on arvutatav järgmise valemiga [14].

$$M_{eq}^{IV} = \sqrt{M_R^2 + 0,75T^2} = \sqrt{765^2 + 0,75 \cdot 982^2} = 1062 \text{ Nm}, \quad (2.39.)$$

kus M_{eq}^{IV} on ekvivalent moment neljanda tugevusteorია alusel Nm;

M_R – resultant paindemoment Nm;

T – kettkonveieri poolt tekitav väändemoment võllil Nm;

Teades ekvivalent momenti saab välja dimensioneerida võlli läbimõõdu. Selleks määratakse kõige pealt võlli materjal ja ohutustegur. Materjaliks võetakse C45, mis on mõeldud võllide valmistamiseks ning ohutusteguriks võetakse 3, mis arvestab dünaamilist koormust [7; 44]. Teades materjali omadusi ja varutegurit saab välja arvutada lubatud pinge järgmise valemiga:

$$\delta_{adm} = \frac{\delta_y}{[v]} = \frac{375}{3} = 125 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (2.40.)$$

kus δ_{adm} on lubatud pinge N/mm²;

δ_y – C45 voolepiir 375 N/mm² [7; 137];

$[v]$ – ohutustegur 3 [7;44].

Teades lubatud pinget saab tuletada telgvastupanumomendi täisvõlli valemi ning ekvivalent momendi kaudu võlli esialgse läbimõõdu [14].

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}, \quad (2.41.)$$

$$\delta_{eq} = \frac{M_{eq}^{IV}}{W} = \frac{32 \cdot M_{eq}^{IV}}{\pi \cdot d^3} \leq \delta_{adm}, \quad (2.42.)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{eq}^{IV} \cdot 10^3}{\pi \cdot \delta_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1062 \cdot 10^3}{\pi \cdot 125}} = 44,2 \text{ mm}, \quad (2.43.)$$

kus d on võlli esialgne läbimõõt mm;

M_{eq}^{IV} – ekvivalent moment neljanda tugevusteororia alusel kettkonveieri võllil Nm;

δ_{adm} – lubatud pinge N/mm²;

W – telgvastupanumoment täisvõllil mm³.

Esialgse võlli läbimõõduks saadi 44,2 mm, aga selles läbimõõdus pole arvestatud liistliidet. Lõpliku võlli läbimõõdu jaoks tuleb teostada lisa arvutused. Tuginedes esialgsele võlli läbimõõdule valitakse seoses liistliitega võlli algseks läbimõõduks 50 mm. Arvutatakse telgvastupanumoment liistliite puhul järgmise valemiga [7; 49].

$$W_l = 0,012 \cdot (d + d_1)^3 = 0,012 \cdot (50 + 44)^3 = 9967 \text{ mm}^3 \quad (2.44.)$$

kus W_l on telgvastupanumoment liistliite puhul mm³;

d – võlli läbimõõt mm;

d_1 – võlli vähim läbimõõt tuginedes standard liistu sügavusele 44 mm [7; 280].

Järgnevalt saab teostada kontrollarvutuse võlli läbimõõdule kasutades telgvastupanumomenti ning ekvivalent momenti.

$$\delta_{eq} = \frac{M_{eq}^{IV}}{W_l} \leq \delta_{adm} = \frac{1026 \cdot 1000}{9967} = 98,5 \frac{N}{mm^2} \leq 125 \frac{N}{mm^2}, \quad (2.45.)$$

Arvutusest selgub, et valitud võlli läbimõõt 50 mm peab vastu ning kasutatakse projekteerimises. Teades tegeliku pinget võllis, saab välja arvutada tegeliku ohutusteguri.

$$[v] = \frac{\delta_y}{\delta_{eq}} = \frac{375}{98,5} = 3,8, \quad (2.46.)$$

kus $[v]$ – ohutustegur;

δ_y – C45 voolepiir 375 N/mm² [7; 137];

δ_{eq} – tegelik pinge võllis N/mm².

Tegelik ohutustegur on 3,8 mis näitab, et võll peab vastu koormusele.

Teades võlli läbimõõtu, tuleb teostada kontrollarvutus valitud liistliitele kettülekande ketirattal ja kettkonveieri ketiratastel. Liistu pikkuse saab arvutada järgmise valemiga [15].

$$l_l = l_k - 5 = 70 - 5 = 65 \text{ mm}, \quad (2.47.)$$

kus l_l on liistu pikkus mm;

l_k – ketirataste rummu pikkus 70 mm; [9]

Liistliite arvutus muljumisele [16]:

$$\sigma_m = \frac{2T}{z \cdot K \cdot l_l (d + K)} \leq [\sigma]_m = \frac{2 \cdot 982 \cdot 1000}{1 \cdot 4 \cdot 65 (50 + 4)} = 140 \frac{N}{mm^2} \leq 150 \frac{N}{mm^2}, \quad (2.48.)$$

kus σ_m on muljumispinge N/mm²;

z – liistude arv 1;

T – ülekantav moment 982 N/m²;

K – liistu väljaulatuv osa võllist 4 mm [7; 280];

l_l – liistu pikkus mm;

d – võlli läbimõõt mm;

$[\sigma]_m$ – lubatud muljumispinge liistul 150 N/mm² [16].

Arvutusest selgub, et valitud liistliide peab vastu ning võib kasutada edaspidi töös. Antud liistliidet kasutatakse, nii kettülekanne ketirattal kui ka kettkonveieri ketiratastel.

Kettkonveieri võllid on ühendatud ümartoruga, sest nii pikka võlli on kulukas töödelda ning materjali kulub palju. Järgnevalt tuleb välja arvutada minimaalne ümartoru läbimõõt, mis suudab edasi kanda pöördemomenti ühel võllilt teisele. Ümartoru minimaalse läbimõõdu arvutamiseks tuleb kõigepealt tuletada vastav valem polaarvastupanumomendi ja nihketugevuse valemist [17].

$$W_p = \frac{\pi \cdot D_t^3}{16} (1 - c^4), \quad (2.49.)$$

$$\tau_{max} = \frac{T_B}{W_p} \leq \tau_{adm}, \quad (2.50.)$$

$$D_t = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_B}{\pi \cdot \tau_{adm} (1 - c^4)}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 491 \cdot 1000}{\pi \cdot 160 (1 - 0,9^4)}} = 35,7 \text{ mm}, \quad (2.51.)$$

kus D_t on ümartoru välisläbimõõt mm;

W_p – ümartoru polaarvastupanumoment mm^3 ;

c – ümartoru välisläbimõõdu ning siseläbimõõdu suhe (võetakse umbkaudselt 0,9);

τ_{max} – maksimaalne nihkepinge N/mm^2 ;

τ_{adm} – S235 lubatud nihkepinge 160 N/mm^2 ; [7; 44]

T_B – punktis B asuv väändemoment 491 N/mm^2 .

Arvutusest selgub, et miinimum ümartoru välisläbimõõt võib olla 35,7 mm ning siseläbimõõt suhtega 0,9 välisläbimõõdu suhtes. Kuna võlli läbimõõt on võetud 50 mm, siis valitakse ümartoruks standard mõõtmetega ümartoru, mille siseläbimõõt on 50 mm ning välisläbimõõt on 60 mm.

Võllid ja ümartoru ühendatakse omavahel keevisliitega. Keevisliitele on vaja teostada tugevusarvutus väände. Esmalt teostatakse arvutus keevisliites lubatud maksimaalsele pingele järgmise valemiga [18].

$$\tau_{kadm} = 0,65 \cdot [\sigma]_t = 0,65 \cdot 230 = 149,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad (2.52.)$$

kus τ_{kadm} on keevisliites lubatud maksimaalne pinge poolautomaat keevitusel N/mm²;

$[\sigma]_t$ – tõmbepinge S235 materjalil 230 N/mm². [7; 44]

Teades lubatud maksimaalset pinget keevisliites saab välja arvutada keevisliites tekkiva pinge järgmise valemiga [19].

$$\tau = \frac{2,83 \cdot T_B}{h \cdot d^2 \cdot \pi} \leq \tau_{kadm} = \frac{2,83 \cdot 491 \cdot 1000}{4 \cdot 50^2 \cdot \pi} \leq 0,65 \cdot 230 = 44,2 \frac{N}{mm^2} \leq 149,5 \frac{N}{mm^2}, \quad (2.53.)$$

kus τ on keevisliites tekkiv pinge N/mm²;

T_B – punktis B asuv väändemoment 491 N/mm².

k – keevitus kaateti pikkus 4 mm (valiti vastavalt toru läbimõõdule);

d – võlli läbimõõt mm.

Arvutusest selgub, et keevisliide peab vastu ning kasutatakse keevitusel kaatetit pikkusega 4 mm.

Kettülekanne pingutamine käib poldiga, mis tõmbab hüdmootorit alla, pingutades sellega kettülekanne. Poldi miinimum läbimõõt teostatakse arvutusega tõmbele. Kõige pealt tuleb välja arvutada lubatud pinge poltliites, selle saab teostada järgmise valemiga

$$[\sigma] = \frac{R_{p0,2}}{[v]} = \frac{640}{3} = 214 \frac{N}{mm^2}, \quad (2.54.)$$

kus $[\sigma]$ on lubatud pinge poldis N/mm²;

$R_{p0,2}$ – 8,8 tugevusklassiga poldi voolavuspiir N/mm² [20];

$[v]$ – ohutustegur.

Teades lubatud pinget, saab välja arvutada poldi minimaalse läbimõõdu arvestades poldile mõjuvat tõmbejõudu järgmise valemiga [20].

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_V}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9880}{\pi \cdot 214}} = 7,7 \text{ mm}, \quad (2.55.)$$

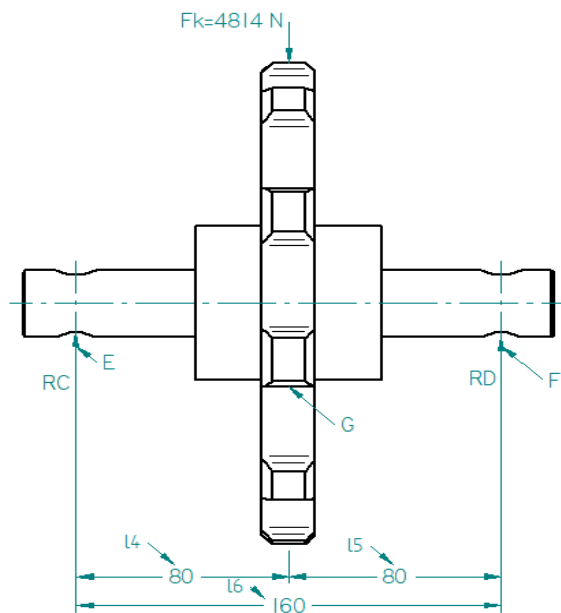
Kus d_1 on poldi miinimum läbimõõt mm;

$[\sigma]$ – lubatud pinge poldis N/mm²;

F_v – keti tõmbejõud N.

Arvutusest selgub, et miinimum läbimõõt on 7,7 mm. Edasises töös kasutatakse kuuskant polti standard läbimõõduga 10 mm ning tugevusklassiga 8,8.

Kettkonveieril on kaks telge. Teljel on ketiratas, mille rummu sees on laager, mis on pinguga istatud teljele. Telg toetub kahele pingutuspoldile. Telge seletav skeem on välja toodud joonisel 2.15.



Joonis 2.15. Kettkonveieri telg.

Tuginedes joonisele 2.15, mõjuvad jõud ainult ühest suunas. Teljele mõjuvad, nii põikjõud kui ka paine. Järgnevalt saab teostada toereaktsioonide arvutused.

$$\sum M_C = 0: -F_k \cdot l_4 + R_D \cdot l_6 = 0,$$

$$R_D = \frac{F_k \cdot l_4}{l_6} = \frac{4814 \cdot 0,080}{0,160} = 2407 \text{ N}, \quad (2.56.)$$

kus R_D on laagri toereaktsioon N;

F_k – veoketi tõmbejõud N;

l_4 – toe ja laagri vaheline kaugus mm;

l_6 – tugede vaheline kaugus mm.

$$\sum M_D = 0: -R_C \cdot l_6 + F_k \cdot l_5 = 0,$$

$$R_C = \frac{F_k \cdot l_5}{l_6} = \frac{4814 \cdot 0,080}{0,160} = 2407 \text{ N}, \quad (2.57.)$$

kus R_C on laagri toereaktsioon N;

F_k – veoketi tõmbejõud N;

l_5 – toe ja laagri vaheline kaugus mm;

l_6 – tugede vaheline kaugus mm.

Teades laagrite toereaktsioonid tuleb teostada toereaktsioonide tasakaalu kontroll järgmise võrratusega:

$$\sum F_y = -R_C + F_k - R_D = -2407 + 4814 - 2407 = 0,$$

Võrratusest selgub, et toereaktsioonid on tasakaalus. Teades toereaktsioone, saab välja arvutada teljele mõjuvad paindemomendid.

Tuginedes joonisele 2.15 on punktis E mõjuv paindemoment:

$$M_E = 0,$$

Tuginedes joonisele 2.15 on punktis G mõjuv paindemoment:

$$M_G = R_C \cdot l_4 = 2407 \cdot 0,080 = 192,5 \text{ Nm}, \quad (2.58.)$$

kus M_G on punktis G mõjuv paindemoment Nm;

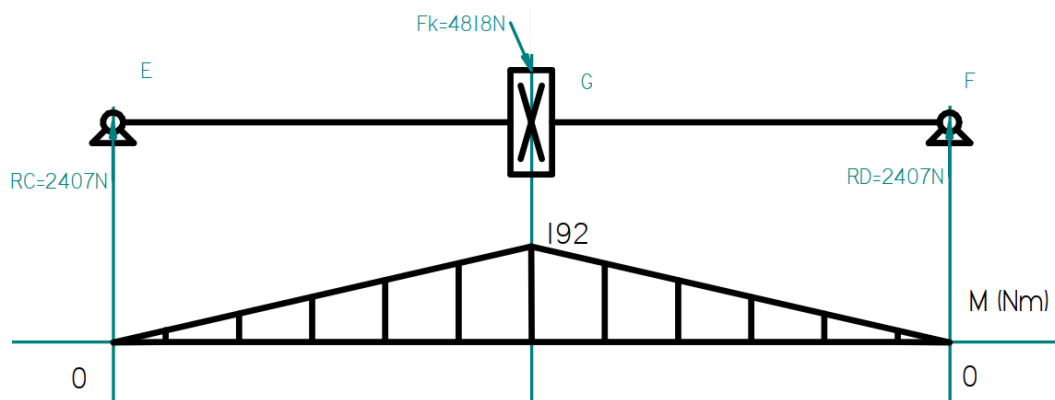
R_C – toe toereaktsioon N;

l_4 – toe ja laagri vaheline kaugus mm;

Tuginedes joonisele 2.15 on punktis F mõjuv paindemoment:

$$M_F = 0,$$

Arvutatud toereaktsioonid ja paindemomendi epüürid on kantud joonisele 2.16.



Joonis 2.16. Paindemomendi epüür ja toereaktsioonid.

Jooniselt on näha, et kõige suurem paindemoment on punktis G, kus asub ketiratas koos laagriga ning toereaktsioonid on võrdselt jaotunud punkti E ja F vahel. Järgnevalt tuleb arvutada teljele mõjuvad põikjõud tuginedes joonisele 2.16.

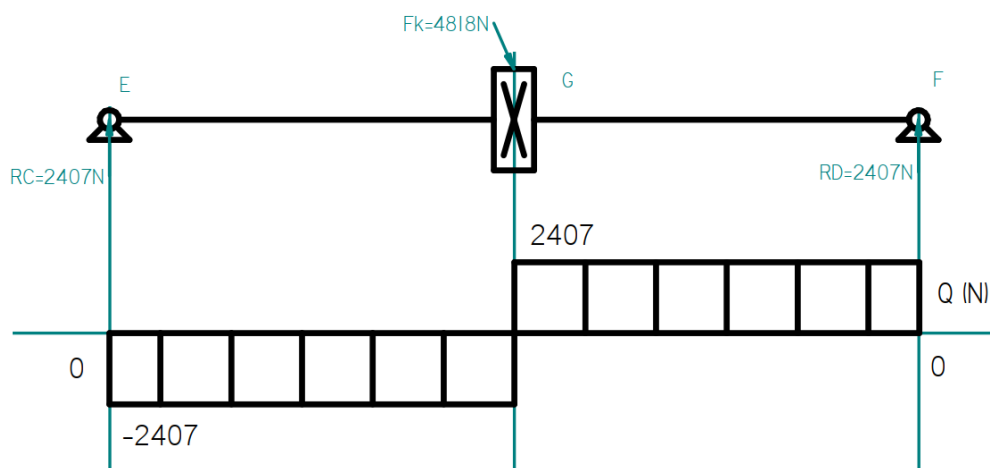
Tuginedes joonisele 2.16 on punktis E ja G vahel mõjuv põikjõud Q_1 :

$$Q_1 = -R_D = -2407N,$$

Tuginedes joonisele 2.16 on punktis G ja F vahel mõjuv põikjõud Q_2 :

$$Q_2 = -R_D + F_k = -2407 + 4818 = 2407 N, \quad (2.59.)$$

Arvutatud põikejõu epüürid on kantud joonisele 2.17.



Joonis 2.17. Põikjõu epüür.

Jooniselt on näha, et põikjõud mõjuvad ühtlaselt mööda telge. Teades suurimat paindemomenti saab välja arvutada võlli minimaalse läbimõõdu. Lubatud pinge teljel arvutatakse valemiga (2.40.). Lubatud ohutegur võetakse telje puhul suurem, sest teljest lähevad läbi pingutuspoldid, aga kuna sinna ei mõju paindemomenti võetakse lubatud pinge arvutamisel suurem ohutegur, et vältida telje aladimensioneerimist.

$$\delta_{tadm} = \frac{\delta_y}{[v_t]} = \frac{375}{4} = 93,75 \frac{N}{mm^2},$$

kus δ_{tadm} on lubatud pinge teljel N/mm^2 ;

δ_y – C45 voolepiir $375 N/mm^2$ [7; 137];

$[v_t]$ – ohutustegur 4 [7; 44].

Telje minimaalse läbimõõdu jaoks kasutatakse eelnevalt kasutatud valemit (2.43.).

$$d_t = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_G \cdot 10^3}{\pi \cdot \delta_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 192,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 93,75}} = 27,55 \text{ mm},$$

kus d_t on telje minimaalne läbimõõt mm;

M_G – punktis G asuv paindemoment Nm;

δ_{adm} – lubatud pinge teljel N/mm^2 .

Arvutusest selgub, et minimaalne läbimõõt võib teljel olla 27,55 mm. Telje keskosas läbimõõduks, kus asub ketiratas koos laagriga, võetakse 30 mm ning ülejäänud telje läbimõõduks jääb 28 mm.

Telg on koormatud kettkonveieri ketirattaga, millele mõjub 4814 N. Telg toetub pingutuspoltidele. Järgnevalt on vaja valida sobivad pingutuspoldid ketiratta teljele. Poldi miinimum läbimõõt teostatakse arvutusega tõmbele. Kõigepealt tuleb välja arvutada lubatud pinge poltliites, selle saab teha valemiga (2.53.).

$$[\sigma_p] = \frac{R_{p0,2}}{[v]} = \frac{640}{3} = 214 \frac{N}{mm^2},$$

kus $[\sigma_p]$ on lubatud pinge poldis N/mm^2 ;

$R_{p0,2}$ – 8,8 tugevusklassiga poldi voolavuspiir N/mm^2 [19];

$[v]$ – ohutustegur.

Teades lubatud pinget saab välja arvutada poldi minimaalse läbimõõdu arvestades poldile mõjuvat tõmbejõudu eelnevalt kasutatud valemiga (2.55.).

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot R_D}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2407}{\pi \cdot 214}} = 3,8 \text{ mm},$$

kus d_2 on poldi miinimum läbimõõt mm;

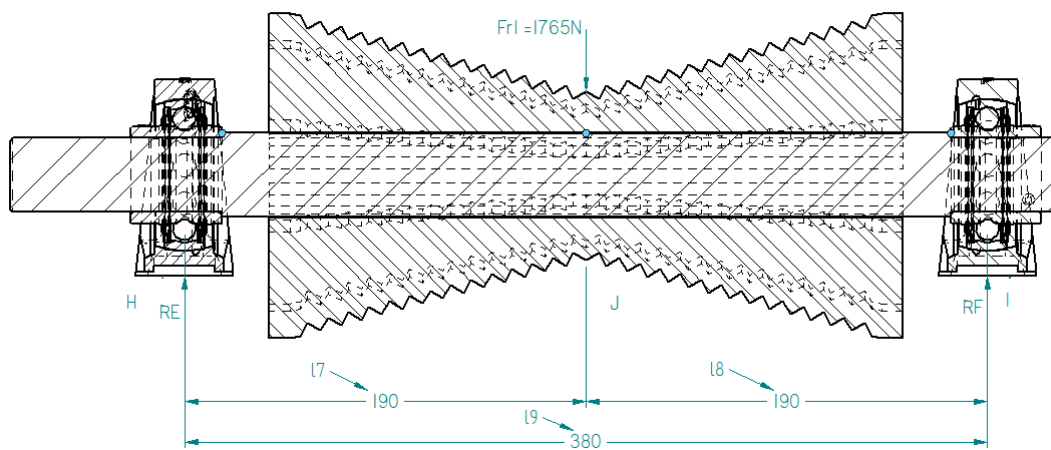
$[\sigma_p]$ – lubatud pinge poldis N/mm^2 ;

R_D – toe toereaktsioon N.

Arvutusest selgub, et miinimum läbimõõt on 3,8 mm. Edasises töös kasutatakse kuuskant polti standard läbimõõduga 10 mm ning tugevusklassiga 8,8.

2.6.2. Pikisuuna etteande detailid

Etteande rullikuid on estakaadil kaks ning mõlemad rullikud on vedavad. Arvutustes arvestatakse sellega, et iga rullik peab vastu pidama 1765 N jõule, mis saadi valemiga (2.22). Järgnevalt tuleb välja arvutada radiaaljõud, selleks on vaja umbkaudselt paika panna laagrite asukoht võllil ning mõõta nende vahemaad. Vastavad mõõdud ja asetused on näha joonisel 2.18.



Joonis 2.18. Rulliku võlli skeem.

Tuginedes joonisele 2.18, mõjuvad jõud ainult ühest suunas. Teljele mõjuvad, nii väändemoment, kui ka paine. Järgnevalt saab teostada toereaktsioonide arvutused.

$$\sum M_E = 0: -F_{kl} \cdot l_7 + R_F \cdot l_9 = 0,$$

$$R_F = \frac{F_{kl} \cdot l_7}{l_9} = \frac{1765 \cdot 0,190}{0,380} = 882,5 \text{ N}, \quad (2.60.)$$

kus R_D on laagri toereaktsioon N;

F_{kl} – rullikule mõjuv jõud N;

l_7 – rulliku ja laagri vaheline kaugus mm;

l_9 – laagrite vaheline kaugus mm.

$$\sum M_F = 0: -R_E \cdot l_9 + F_{kl} \cdot l_8 = 0,$$

$$R_E = \frac{F_{kl} \cdot l_8}{l_9} = \frac{1765 \cdot 0,190}{0,380} = 882,5 \text{ N}, \quad (2.61.)$$

kus R_E on laagri toereaktsioon N;

F_{kl} – rullikule mõjuv jõud N;

l_8 – rulliku ja laagri vaheline kaugus mm;

l_9 – laagrite vaheline kaugus mm.

Teades laagrite toereaktsioonid tuleb teostada toereaktsioonide tasakaalu kontroll järgmise võrratusega.

$$\sum F_y = -R_E + F_{kl} - R_F = -882,5 + 1765 - 882,5 = 0,$$

Võrratusest selgub, et toereaktsioonid on tasakaalus. Teades toereaktsioone saab välja arvutada teljele mõjuvad paindemomendid.

Tuginedes joonisele 2.18 on punktis H mõjuv paindemoment:

$$M_H = 0,$$

Tuginedes joonisele 2.18 on punktis J mõjuv paindemoment:

$$M_J = R_E \cdot l_7 = 882,5 \cdot 0,190 = 167,7 \text{ Nm}, \quad (2.62.)$$

kus M_J on punktis J mõjuv paindemoment Nm;

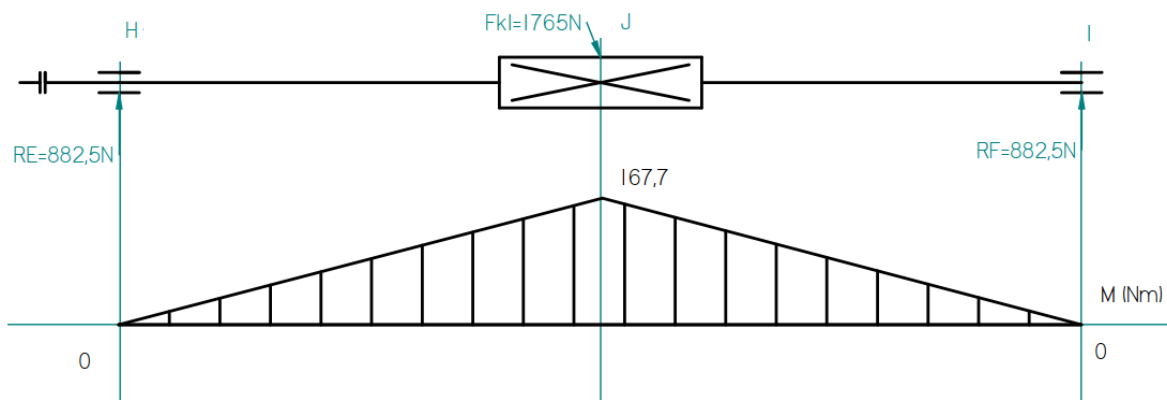
R_E – toe toereaktsioon N;

l_7 – rulliku ja laagri vaheline kaugus mm.

Tuginedes joonisele 2.18 on punktis I mõjuv paindemoment:

$$M_I = 0,$$

Arvutatud toereaktsioonid ja paindemomendi epüürid on kantud joonisele 2.19.



Joonis 2.19. Paindemomendi epüür ja toereaktsioonid.

Jooniselt on näha, et paindemoment on kõige suurem punktis J ning hajub nulli, kui jõuab punktidesse H ja I. Järgnevalt tuleb välja arvutada võllile mõjuv pöördemoment. Selle saab tuletada vaja minevast võimsusest järgmise valemiga [8: 40].

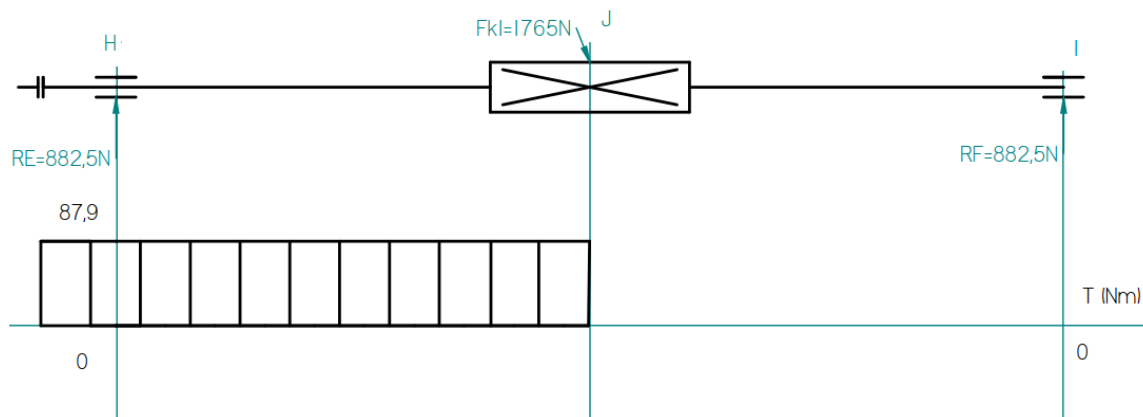
$$T_r = \frac{9550 \cdot P}{n} = \frac{9550 \cdot 1.38}{150} = 87,9 \text{ Nm}, \quad (2.63)$$

kus T_r on ajamis mõjuv pöördemoment Nm;

P – ajami võimsus kW;

n – rulliku pöörlemisagedus min^{-1} .

Järgnevalt koostatakse väändemomendi epüür võllile. Väändemoment võetakse pöördemomendiga sama, milleks on 87,9 Nm. Väändemomendi epüür on kantud joonisele 2.20.



Joonis 2.20. Väändemomendi epüür.

Jooniselt on näha, et väändemoment kandub hüdro mootorilt rullikuni samas väärtuses ehk punktini J, sealt edasi läheb väändemoment nulli. Resultant paindemomenti ei pea välja arvutama, sest paindemoment mõjub ainult mööda ühte telge. Järgnevalt arvutatakse välja ekvivalent moment ohtlikus lõikes neljanda tugevusteorია alusel, sest võllile mõjub, nii väände- kui ka paindemoment. Ekvivalent moment on arvutatav valemiga (2.39).

$$M_{eq}^{IV} = \sqrt{M_J^2 + 0,75 T_r^2} = \sqrt{167,7^2 + 0,75 \cdot 87,9^2} = 180,2 \text{ Nm},$$

kus M_{eq}^{IV} on ekvivalent moment neljanda tugevusteorია alusel Nm;

M_J – paindemoment punktis J Nm;

T_r – rullikonveieri poolt tekitav väändemoment võllil Nm.

Teades ekvivalent momenti saab välja dimensioneerida võlli läbimõõdu. Selleks määratakse kõige pealt võlli materjal ja ohutustegur. Materjaliks võetakse C45, mis on mõeldud võllide valmistamiseks ning ohutusteguriks võetakse kaks, sest võllile konstrueeritakse peale rullik, mis muudab võlli tugevamaks [7;44]. Teades materjali omadusi ja ohutegurit saab välja arvutada lubatud pinged valemiga (2.40.).

$$\delta_{radm} = \frac{\delta_y}{[v_r]} = \frac{375}{2} = 187,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

kus δ_{radm} on lubatud pinged N/mm²;

δ_y – C45 voolepiir 375 N/mm² [7; 137];

$[v_r]$ – ohutustegur 2 [7; 44].

Teades lubatud pinget, saab välja arvutada minimaalse võlli läbimõõdu kasutades valemit (2.43.)

$$d_r = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{req}^{IV} \cdot 10^3}{\pi \cdot \delta_{radm}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 180,2 \cdot 10^3}{\pi \cdot 187,5}} = 22,5 \text{ mm},$$

kus d_r on võlli esialgne läbimõõt mm;

M_{req}^{IV} – ekvivalent moment neljanda tugevusteororia alusel rulliku võllil Nm;

δ_{radm} – lubatud pinge N/mm²;

W – telgvastupanumoment täisvõllil mm³.

Saadi esialgne rulliku võlli läbimõõt 22,5 mm, aga selles läbimõõdus pole arvestatud liistliidet. Lõpliku võlli läbimõõdu jaoks tuleb teostada lisa arvutused. Tuginedes esialgsele võlli läbimõõdule, valitakse seoses liistliitega rulliku võlli läbimõõduks 25 mm. Arvutatakse telgvastupanumoment liistliite puhul valemiga (2.44.).

$$W_{lr} = 0,012 \cdot (d + d_1)^3 = 0,012 \cdot (25 + 21)^3 = 1168 \text{ mm}^3$$

kus W_{lr} on telgvastupanumoment liistliite puhul mm³;

d – võlli läbimõõt mm;

d_1 – võlli vähim läbimõõt tuginedes standard liistu sügavusele 21 mm [7; 280].

Järgnevalt saab teostada kontrollarvutuse võlli läbimõõdule kasutades telgvastupanumomenti ning ekvivalent momenti.

$$\delta_{eq} = \frac{M_{eq}^{IV}}{W_l} \leq \delta_{adm} = \frac{180,3 \cdot 1000}{1168} = 154,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 187,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

Arvutusest selgub, et valitud võlli läbimõõt 25 mm peab vastu ning kasutatakse projekteerimises.

Teades tegeliku pinget võllis, saab välja arvutada tegeliku ohutusteguri valemiga (2.45.).

$$[v_t] = \frac{\delta_y}{\delta_{eq}} = \frac{375}{154,4} = 2,43,$$

kus $[v_t]$ on tegelik ohutustegur;

δ_y – C45 voolepiir 375 N/mm² [7; 137];

δ_{eq} – tegelik pinge võllis N/mm².

Tegelik ohutustegur on 2,43 mis näitab, et võll peab vastu.

Teades võlli läbimõõtu, tuleb teostada kontrollarvutus valitud liistliitele. Liistliite tugevusarvutus teostatakse muljumisele valem (2.47.) järgi.

$$\sigma_{mr} = \frac{2T_r}{z \cdot K_r \cdot l_l (d + K_r)} \leq [\sigma]_m = \frac{2 \cdot 87,9 \cdot 1000}{1 \cdot 3,3 \cdot 56 (25 + 3,3)} = 33,60 \frac{N}{mm^2} \leq 150 \frac{N}{mm^2},$$

kus σ_{mr} on muljumispinge N/mm²;

z – liistude arv 1;

T_r – ülekantav moment 982 N/m²;

K_r – liistu väljaulatuv osa võllist 4 mm [7; 280];

l_l – liistu pikkus mm;

d – võlli läbimõõt mm;

$[\sigma]_m$ – lubatud muljumispinge liistul 150 N/mm² [16].

Arvutusest selgub, et valitud liistliide peab vastu ning võib kasutada edaspidi lõputöös. Antud liistliidet kasutatakse mõlemal etteande rullikule kandmaks üle pöördemomenti hüdro-mootorilt. Liistliite ja hüdro-mootori vahele valitakse võlli läbimõõdu järgi jäiksidur Optibelt, mille tehnilised andmed on välja toodud tabelis 2.8.

Tabel 2.8. Optibelt DIN 115 jäiksidur [21]

Nimetus	Andmed
Maksimaalne moment, Nm	1200
Sisemine läbimõõt, mm	25
Pikkus, mm	130

Antud jäiksidur käib pooleks poltidega ning omab kahte liistusoont pikkusega 56 mm.

2.7. Laagrite valik

2.7.1. Laagrite valik kettkonveieri völliudele

Etteande kettkonveierile on vaja völliudele kokku nelja laagrit. Laagrid valitakse koos pukkidega, mis kinnituvad estakaadi raamile. Laagri nimiressursiks võetakse 5000 tundi [22], sest kettkonveierit kasutatakse lühiajaliselt. Kõigepealt tuleb vastavalt völli läbimõõdule valida laager. Valitud laagriks osutus SKF YAR210-2F laager pukiga, mille tehnilised andmed on välja toodud tabelis 2.8.

Tabel 2.8. SKF YAR210-2F laagri tehnilised andmed [23]

Nimetus	Andmed
Sisemine läbimõõt, mm	50
Dünaamiline kandevõime, N	35100
Staatile kandevõime, N	23200

Laagrit kontrollitakse temale kanduvate jõudude kaudu ehk toereaktsioonide kaudu. Tuginedes joonisele 2.12 on näha, et punktis A, kus asub R_{Az} ning R_{Ay} laagri toereaktsioonid on kõige suuremad koormused. Laagri kontrollimiseks on vaja summeerida punktis A mõjuvad koormused.

$$\sum R_A = R_{Az} + R_{Ay} = 15197 + 2407 = 17604 N, \quad (2.64.)$$

kus $\sum R_A$ on punktis A mõjuvad toereaktsioonid N;

R_{Az} – laagri toereaktsioon N;

R_{Ay} – laagri toereaktsioon N.

Teades punktis A mõjuvaid koormuseid, saab välja arvutada ekvivalentkoormuse [24].

$$F_{Ae} = \sum R_A \cdot K_d \cdot K_T = 17604 \cdot 1 \cdot 1 = 17604 N, \quad (2.65.)$$

kus F_{Ae} on punktis A ekvivalentkoormus N,

$\sum R_A$ – punktis A mõjuvad laagri toereaktsioonid N;

K_d – dünaamikategur 1 [24];

K_T – temperatuuritegur 1 [24].

Valitud laagri tööiga avutatakse eelnevalt kasutatud valemiga [25].

$$L_{A10h} = a_1 + a_{23} \frac{10^6}{60n_k} \left(\frac{C_{210}}{F_{Ae}} \right)^m > L_h = 1 + 1 \frac{10^6}{60 \cdot 24} \left(\frac{35100}{17604} \right)^3 = 5505 \text{ h}, > 5000, \quad (2.66.)$$

kus L_{A10h} on arvutuslik tööiga h;

a_1 – tõrgete tõenäosust arvestav tegur 1 [25];

a_{23} – töötingimusi arvestav tegur 1 [25];

n_k – ketiratta pöörlemissagedus min^{-1} ;

C_{210} – laagri dünaamiline kandevõime N;

F_{Ae} – punktis A ekvivalentkoormus N;

m – astmenäitaja 3 [25];

L_h – Laagri nõutav nimiressurss h.

Arvutusest selgub, et valitud laager peab vastu kettkonveieri poolt tekitatavale koormusele ning võetakse kasutusele.

2.7.2. Laagrite valik kettkonveier telgedele

Etteande kettkonveierile on vaja telgedele kokku kahte laagrit. Laagrid istatakse ketirattasse ning teljele. Laagri nimiressurssiks võetakse 5000 tundi, sest eelnevalt arvutatud kettkonveirite laagritel on sama kasutusaeg. Kõigepealt tuleb vastavalt võlli läbimõõdule valida laager. Valitud laagriks osutus SKF 4306 ATN9 laager, mille tehnilised andmed on välja toodud tabelis 2.9.

Tabel 2.9. SKF 4306 ATN9 laagri tehnilised andmed [26]

Nimetus	Andmed
Sisemine läbimõõt, mm	30
Dünaamiline kandevõime, N	41000
Staatiline kandevõime, N	30000

Tuginedes joonisele 2.15 on näha, et punktis G, kus asub ketiratas koos laagriga mõjub koormus 4814 N. Kuna puuduvad mitmes teljes mõjuvad jõud, siis kasutatakse ekvivalentkoormuse arvutamiseks F_{kr} koormust. Ekvivalentkoormuse arvutamiseks kasutatakse valemit (2.65.)

$$F_{Ge} = F_{kr} \cdot K_d \cdot K_T = 4814 \cdot 1 \cdot 1 = 4814 \text{ N},$$

kus F_{Ge} on punktis G ekvivalentkoormus N;

F_{kr} – punktis G mõjuv laagri koormus N;

K_d – dünaamikategur 1 [24];

K_T – temperatuuritegur 1 [24].

Valitud laagri tööea saab välja arvutada valemiga (2.66.).

$$L_{G10h} = a_1 + a_{23} \frac{10^6}{60n_k} \left(\frac{C_{4306}}{F_{Ge}} \right)^m > L_h = 1 + 1 \frac{10^6}{60 \cdot 150} \left(\frac{41000}{4814} \right)^3 = 429014h > 5000h,$$

kus L_{G10h} on arvutuslik tööiga h;

a_1 – tõrgete tõenäosust arvestav tegur 1 [25];

a_{23} – töötingimusi arvestav tegur 1 [25];

n_k – ketiratta pöörlemissagedus min^{-1} ;

C_{4306} – laagri dünaamiline kandevõime N;

F_{Ge} – ekvivalent koormus N;

m – astmenäitaja 3 [25];

L_h – laagri nõutav nimiressurss h.

Arvutusest selgub, et valitud laager peab 429014 tundi vastu, kuigi nõutud oli 5000 tundi ehk antud laager peab vastu.

2.7.3. Laagrite valik etteande rullikutele

Etteande rullikutele on vaja kokku nelja laagrit. Laagrid valitakse koos pukkidega, mis estakaadi raamile kinnituvad. Laagri nimiressursiks võetakse 8000 tundi [22], sest rullkonveierit kasutatakse sagedamalt kui kettkonveierit. Kõigepealt tuleb vastavalt võlli läbimõõdule valida laager. Valitud laagriks osutus SKF YAR205-2F tüüpi laager pukiga, mille tehnilised andmed on välja toodud tabelis 2.10.

Tabel 2.10. SKF YAR205-2F laagri tehnilised andmed [27]

Nimetus	Andmed
Sisemine läbimõõt, mm	25
Dünaamiline kandevõime, mm	14000
Staatiline kandevõime, mm	7800

Tuginedes joonisele 2.19 on näha, et punktis H ja I, kus asuvad R_E ning R_F laagri toereaktsioonid on samad koormused, milleks on 882,5 N. Kuna puuduvad mitmes teljes mõjuvad jõud kasutatakse ekvivalentkoormuse arvutamiseks R_E koormust. Ekvivalentkoormuse arvutamiseks kasutatakse valemit (2.65.).

$$F_{Ee} = R_E \cdot K_d \cdot K_T = 882,5 \cdot 1 \cdot 1 = 882,5 \text{ N}$$

kus F_{Ee} on punktis H ekvivalentkoormus N;

R_E – punktis H mõjuv laagri toereaktsioon N;

K_d – dünaamikategur 1 [25];

K_T – temperatuuritegur 1 [25].

Valitud laagri tööea saab välja arvutada valemiga (2.66.).

$$L_{E10h} = a_1 + a_{23} \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_{205}}{F_{Ee}} \right)^m > L_{hr} = 1 + 1 \frac{10^6}{60 \cdot 150} \left(\frac{14000}{882,5} \right)^3 = 443607h \\ > 8000h,$$

kus L_{E10h} on arvutuslik tööiga h;

a_1 – tõrgete tõenäosust arvestav tegur 1;

a_{23} – töötingimusi arvestav tegur 1;

n – rulliku pöörlemissagedus min^{-1} ;

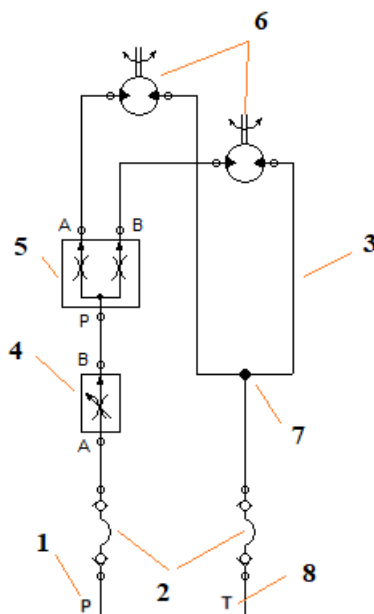
C_{205} – laagri dünaamiline kandevõime N;

F_{Ee} – ekvivalent koormus N;

m – astmenäitaja 3 [24];

L_{hr} – laagri nõutav nimiresurss h.

Pikisuuna hüdrooskeem on välja toodud joonisel 2.22.



Joonis 2.22. Pikisuuna hüdrooskeem: 1 – Pealevool, 2 – Kiirliitmikud, 3 – Hüdrovoolikud, 4 – Vooluhulga reguleerimisklapp, 5 – Voolujaotur, 6 – Hüdro mootorid, 7 – Liitmik, 8 - Tagasivool.


Halumasinalt tuleb ühest kiirliitmikust (2) pealevool (1), millest liigub hüdroõli edasi läbi hüdrovooliku (5) vooluhulga reguleerimisklappi (3), millega saab reguleerida vooluhulka. Sealt liigub hüdroõli edasi voolujaoturisse, kus ühest otsast läheb ühte hüdro mootoris (4) ja teisest otsast teise hüdro mootoris, mis paneb hüdro mootori pöörlema. Voolujaoturit on vaja, et hüdro mootorit pöörleksid sama kiirusega. Hüdro mootoritest väljuv hüdroõli liigub tagasi läbi liitmiku (7), mille kaudu ühinevad mõlema hüdro mootori tagasivool, mis omakorda liiguvad edasi läbi teise kiirliitmiku hüdropaaki (6).

2.8.2. Hüdraulika komponentide valik

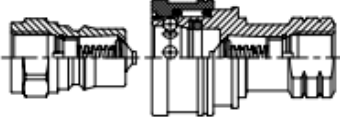
Hüdro süsteemi on peale hüdro mootorite vaja veel valida järgmised komponendid, et antud hüdro süsteemid töötaks:

- 4x kiirliitmikud;
- 10x hüdrovoolikud;
- 2x vooluhulga reguleerimisklapp;
- 1x vooluhulga jagaja 50/50.

Esimesena tuleb valida kiirliitmikud vastavalt halumasinal olevatele ühendustele. Halumasinal on 3/8" mõõdus kiirühendus otsad ning sellest tulenevalt peavad olema ka etteandeliini kiirühendused 3/8" mõõdus. Lisaks peavad kiirühendused vastu pidama hüdropumba poolt tekitavat survet, mis on 215 bar. Kasutades Hydroscand kiirliitmikute kataloogi [28] valiti välja kiirühendus 5553-02/03 (joonis 2.23), mis kannatab kuni 255 bar-st survet.


QUICK RELEASE FITTINGS AND SWIVELS

PRODUCT GROUP 520/523/524



Quick release fitting with dimensions and performance equivalent to ISO 7241-1 B series.
 Suitable for industrial and mobile hydraulic applications.
 Interchangeable with other fittings manufactured according to ISO7241-1 B series.

PRODUCT GROUP 520

5553-02/03

HANSEN HKP ISO B

Dim.	Male	Female	PN MPa	Thread	Length
3/8"	5553-02-06	5553-03-06	25.5	G 3/8" F	81.0 mm

Joonis. 2.23. Kiirliitmik [28].

Antud kiirliitmik kannatab kuni 255 bar-st survet ja on 3/8" keermega. Lisaks tuleb kasutada katted, kui hüdroüsteem on lahti ühendatud halumasina küljest, et kiirühendused mustusega kokku ei saaks.

Järgmisena tuleb valida vooluhulga reguleerimisklapp, millega saab vooluhulka muuta ja sellega reguleerida hüdmootori kiirust. Reguleerimisklapiks osutus Finotec DV/DRV (joonis 2.24), mille tehnilised andmed on toodud välja tabelis 2.11.



Joonis 2.24. Finotec vooluhulga reguleerimisklapp [29].

Tabel 2.11. Finotek vooluhulga reguleerimisklapi tehnilised andmed [29]

Nimetus	Tehnilised andmed
Maksimum surve, bar	350
Maksimum vooluhulk, L/min	350
Miinum vooluhulk, L/min	15
Ühendus, ”	3/8

Finotek suudab kannatada kuni 350 bar survet ja maksimaalne vooluhulk on 350 liitrit minutis ning see on piisav, et vastu pidada puulõhkuja hüdropumba poolt tekitavale survele.

Tagada ühtlane hüdropootorite kiirus mõlemal rullikul on vaja paigaldada vooluhulga jaoturklapp. Valitud vooluhulga jaoturklapi (joonis 2.25) tehnilised andmed on välja toodud tabelis 2.12.



Joonis 2.25. Vooluhulga jaoturklapp V-EQ 50 [30].

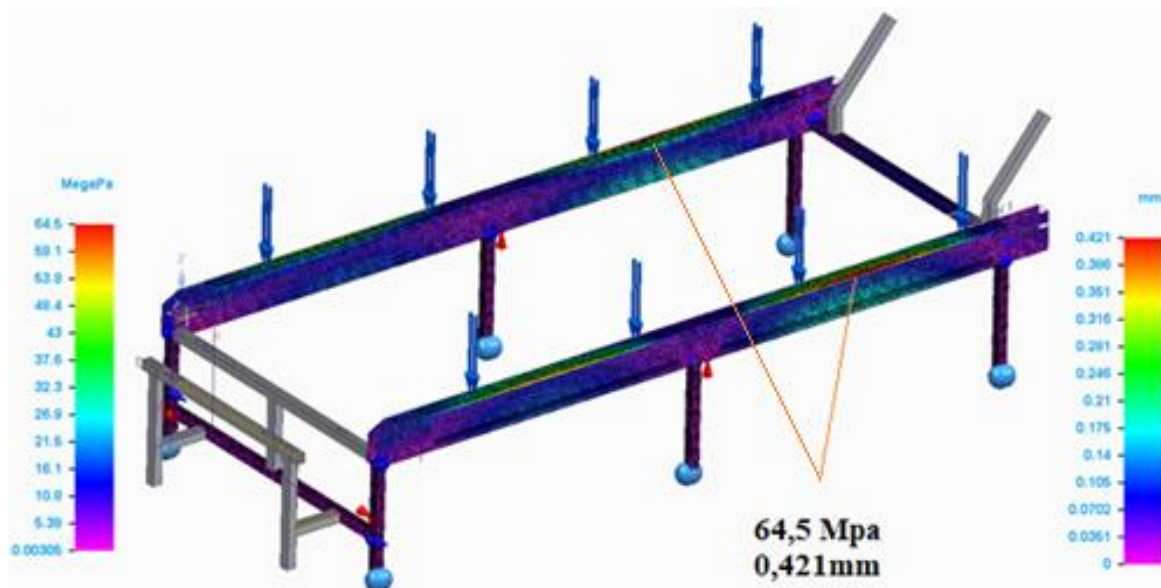
Tabel 2.12. Vooluhulga jaoturklapp V-EQ 50 tehnilised andmed [30]

Nimetus	Tehnilised andmed
Maksimum surve, bar	300
Maksimum vooluhulk, L/min	80
Miinum vooluhulk, L/min	60
Ühendus, ”	3/8

Valitud vooluhulga jaoturklapp ühendatakse 3/8 liitmikutega, mis on pressitud hüdrovoolikute külge.

2.9. Tugevusanalüüs küttepuude toormaterjali etteande estakaadile

Valmis konstrueeritud estakaadi raamile tuleb teostada tugevusanalüüs (joonis 2.26). Selleks kasutatakse *Solid Edge* tarkvara. Raamile mõjuvad jõud määrati tabel 2.2 järgi, kus 10 ruummeetrit saare toormaterjali avaldab 8120 kg koormust estakaadi raamile. Koormus jaotati ühtlaselt raamile. Tugevusanalüüs teostati, nii pingele kui ka deformatsioonile.



Joonis 2.26. Tugevusanalüüs estakaadi raamile.

Analüüsist selgus, et kõige suurem pinge on 64,5 Mpa ehk $64,5 \text{ N/mm}^2$ ning kõige suurem deformatsioon on 0,421 mm – joonisel joontega näidatud. Materjal, kuhu mõjub kõige suurem pinge on S355JH ning selle materjali voolepiir on 345 N/mm^2 [7: 132]. Analüüsist võib järeldada, et raam peab koormusele vastu, sest suurim pinge raamil on mitmeid kordi väiksem kui raami materjali voolepiir.

3. MAJANDUSLIK OSA

Küttepuude toormaterjali etteande estakaadi projekteerimisel kasutatakse standard komponente ning detaile, mis on vaja valmistada. Põhilised standard komponendid on välja toodud tabelis 3.1. koos nimetuse, koguse ja hinnaga.

Tabel 3.1 Standard komponendid

Nimetus	Mark	Kogus	Hind €
Kett M56 A	Lapua	2	650
Ketiratas z=10	Lapua	2	500
Ketiratas laagriga	Lapua	2	750
Kett M2416 24B	Wippermann	1	131
Ketiratas z=10	CHIA	1	33
Ketiratas z=15	CHIA	1	74
Hüdromootor 315CC	MCRN	1	110
Hüdromootor 25CC	MCRN	2	180
Kiirliited	Hydroscand	4	32
Vooluhulga reguleerimisklapp	Finotek	2	103
Vooluhulga jaoturklapp	V-EQ 50	1	201
Hüdrovoolik (6m)	Hydroscand	1	-
Pukklaager	SKF	4	200
Pukklaager	SKF	4	120
Laager	SKF	2	64
Hind kokku			3148

Detailide valmistamiseks põhilised toormaterjalid on välja toodud tabelis 3.2. koos nimetuse, koguse ja hinnaga.

Tabel 3.2. Toormaterjalid detailide valmistamiseks

Nimetus	Mark	Kogus (m)	Hind €
Nelikanttoru 250x100x5	S355JH	10	664
Nelikanttoru 60x60x3	S235JH	14	126
Nelikantraud 10x10	S235J	9	21
Lehtmetall 1x1000x500	DC01	-	9
Lehtmetall 3x1500x500	DC01	-	32
Ümarraud 50	C45	1	170
Ümarraud 30	C45	1,3	160
Hind kokku			1173

Kõige rohkem kulub nelikanttoru 60x60x3, kuid kõige kulukam on nelikanttoru mõõtmetega 250x100x5. Põhistandard komponentide ja toormaterjali peale kulub kokku 4321 eurot. Antud summa ei ole lõplik, sest lisanduvad jooksvad kulud küttepude toormaterjali etteande estakaadi valmistamisel. Detailid valmistatakse tehniliste jooniste (lisa 1) järgi.

4. SEADME KASUTUSJUHEND

Järgnevas kasutusjuhendis on antud algne ülevaade, kuidas kasutada hüdraulilist küttepuude toormaterjali etteande estakaadi. Detailne kasutusjuhend koostatakse autori poolt siis, kui seadeldis on valmis.

1. Seadme ühendamine puulõhkujaga:

1. Eemaldada nii puulõhkujalt kui estakaadi hüdroväljavõtete katted.
2. Ühendada kõik hüdrovoolikute kiirliitmikud.

2. Seadme reguleerimine:

1. Käivitada puulõhkuja.
2. Suurendada pöörideid tööpöoreteni.
3. Reguleerida vooluhulga reguleerimisklappi, kuni estakaadi pikisuuna etteande kiirus on võrdeline puulõhkuja etteande lindiga.

3. Seadmega töötamine:

1. Täita estakaad küttepuude toormaterjaliga.
2. Lülitada sisse ristisunna etteanne, mis veab toormaterjali pikisuuna etteande konveierile.
2. Lülitada sisse puulõhkuja etteanne, millega lülitub ka sisse estakaadi pikisuuna etteanne.

4. Seadme eemaldamine:

1. Tühjendada estakaad toormaterjalist.
2. Eemaldada lahti hüdrovoolikud kiirliidetest.
3. Katta hüdroväljavõtted katetega.

5. Seadme hooldus:

1. Seadme puhastamine ja visuaalne kontroll iga vahetuse lõpus.
2. Teostada keti määrimist iga 10 töötunni järel ketimäärdega.
3. Teostada laagrite määrimist iga 50 töötunni järel.
3. Teostada keti pingutamist iga 50 töötunni järel.

KOKKUVÕTE

Käesoleva magistri lõputöö eesmärgiks oli teostada projekt küttepuude toormaterjali etteande estakaadi kohta, millel on hüdrauliline toormaterjali etteanne, nii pikisuunas kui ka ristisuunas. Nimetatud lahendus tagab ühtlase ja efektiivse ning tööjõukulu säästva küttepuude toormaterjali etteande halumasinale, sest olemasoleval estakaadil puudub etteanne ning efektiivseks küttepuude tootmiseks on vaja kahte töölist.

Kõigepealt tutvustati olemasolevat estakaadi ning teostati turu-uuring estakaadide kohta. Projekteerimiseks määrati nõuded, millele peab küttepuude toormaterjali etteande estakaad vastama. Järgmisena teostati konstruktsiooni ideede genereerimine, mille seast valiti välja parim lahendus. Sellele järgnes tehniliste tingimuste määramine, mille põhjal on võimalik projekteerida küttepuude toormaterjali etteande estakaad. Välja valitud lahenduse teostamiseks tehti esmalt ristisuuna etteande ehk kettkonveieri kohta arvutused, kus valiti välja sobilikud komponendid. Pikisuuna etteande lahenduseks valiti välja rullkonveier ning teostati vajalikud arvutused ja valiti komponendid. Järgnevalt tehti nii ristisuunas, kui ka pikisuuna etteannete tähtsamatele detailidele tugevusarvutused ning määrati lõplikud detaili mõõtmed. Teades völli ja telgede läbimõõte valiti laagrid ning teostati neile kestvusarvutused. Järgmisena tehti hüdrooskeem ning valiti välja sobilikud hüdraulika komponendid estakaadile. Estakaadi raamile teostati tugevusanalüüs *Solid Edge* tarkvaraga. Lisaks koostati veel kasutusjuhend ning tehnilised joonised, mille viimase järgi on võimalik estakaad valmis teha.

Lõputöö valmides saavutati estakaadile seatud nõudmised ehk etteanded toimuvad hüdrauliliselt, saades toite Japa puulõhkujalt.

KASUTATUD KIRJANDUS

1. Uniforest. (s.a). DM4000/2. [veebileht]
https://uniforest.com/products/firewood_processor/136/log_decks/ (05.11.2018)
2. Palax. (s.a). Palax Midi. [veebileht] <https://palax.fi/en/products/palax-midi> (05.11.2018)
3. Range Road. (s.a). RR102 log table with infeed. [veebileht]
<https://rangeroad.ca/products/firewood-processors/infeeds-log-lifters-live-decks/rr102-log-table-with-infeed/> (05.11.2018)
4. Japa. (s.a). Hydraulic Timber Deck Japa 47901. [veebileht] <https://japa.fi/en/product/ja47901-0> (05.11.2018)
5. Hakkipilke. (s.a). Hakkifeed 472. [veebileht] <https://hakkipilke.fi/en/content/hakkifeed-472> (06.11.2018).
6. Timberpolis. (s.a). Puit. [veebileht] <https://www.timberpolis.ee/calc-timber-weight.php> (23.11.2018)
7. Kulu, P. (2012). Mehaanikainseneri käsiraamat. Tallinn: TTÜ kirjastus. 492 lk.
8. Renold (s.a). Conveyor chain designer guide. [veebileht]
https://www.renold.com/upload/renoldswitzerland/conveyor_chain_designer_guide.pdf (03.04.2019).
9. Lapua (s.a). Conveying Power. [veebileht] https://www.alas-kuul.ee/media/wysiwyg/CMS/Lapua_product_catalog.pdf (08.04.2019).
10. **Tiidemann, T.** (1982). Masinaelemendid: Kettülekanded. Tallinn: Valgus. 86 lk.
11. **Soots, R.** (2010). Hüdraulika ja hüdroseadmed. Tallinn: TTÜ kirjastus. 150 lk.
12. Danfoss (s.a). Technical information Orbital Motors. [veebileht]
<http://files.danfoss.com/documents/52010262.pdf> (29.04. 2019).
13. Iwis (s.a). Handbook for chain engineering. [veebileht] <https://www.iwis.com/as-handbook/iwis-handbook-for-chain-engineering-design-and-construction.pdf> (09.04.2019)
14. **Põdra, P.** (2004). Liitkoormatud detailide tugevus. – *Tugevusanalüüsi alused*. [e-õpik]
http://data.vk.edu.ee/EDJR/RAE%200930%20TUGEVSUS%20C3%95PETUS/RAE%200930Tugevusopetus_I/LOENGUD/Tugevusanalüüsi%20alused/8_Liitkoormatud_detailide_tugevus.pdf (07.05.2019).
15. Masinaelemendid (s.a). TTÜ mehhatroonikainstituut. [veebileht]
http://data.vk.edu.ee/KAUGOPE/Kaugope_RDER_4.kursus/MASINAEHITUS-Projekt/LOENGUD/7%20Liistud/Liist-%20ja%20hammasliide.pdf (29.04.2019).
16. **Strižak, V.** (1984). Lahtivõetavad liited. Tallinn, Valgus kirjastus. 176 lk.

17. **Põdra, P.** (2004). Detailide tugevus väändel. – *Tugevusanalüüsi alused*. [e-õpik] http://data.vk.edu.ee/EDJR/RAE%200930%20TUGEVUS%C3%95PETUS/RAE%200930Tugevusopetus_I/LOENGUD/Tugevusanalüüsi%20alused/8_Liitkoormatud_detailide_tugevus.pdf (09.05.2019).
18. **Arumäe, H.** (1979). Kinnisliited. Tallinn, Valgus kirjastus. 141 lk.
19. Structx. (s.a). Welded Connections. [veebileht] https://structx.com/Weld_Formulas_019.html (10.05.2019).
20. **Penkov, I.** (2007). Masinatehnika. Loengumaterjal. Tallinn. 127 lk.
21. Arntz Optibelt Group. (s.a). Clamp and flange couplings. [veebileht] <https://www.optibelt.com/fileadmin/pdf/produkte/kupplungen/Optibelt-Couplings-Clamp-andFlange-Brochure.pdf> (05.01.2019)
22. **Ajaots, M., Järvepõld, L.** Laagrid. Tallinn, Valgus kirjastus. 190 lk.
23. SKF. (s.a). YAR210-2F. [veebileht] <https://www.skf.com/ca/en/products/bearings-units-housings/ballbearings/insertbearings/insertbearings/index.html?designation=YAR%20210-2F> (10.12.2018)
24. Svetraders (s.a). Rolling bearings. [veebileht] [http://svetraders.com/documents/SKF/Y-bearings\(insertbearings\).pdf](http://svetraders.com/documents/SKF/Y-bearings(insertbearings).pdf). (12.05.2019).
25. **Tiidemann, M.** (2010). Masinaelementide projekteerimise alused. Tallinn: Tallinna Tehnikakõrgkool. 117 lk.
26. SKF. (s.a). 4306 ATN9. [veebileht] <https://www.skf.com/us/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=4306%20ATN9> (15.05.2019).
27. SKF. (s.a). YAR205-2F. [veebileht] <https://www.skf.com/au/products/bearings-units-housings/ballbearings/insertbearings/insertbearings/index.html?designation=YAR%20205-2F> (15.06.2019).
28. Hydroscand. (2009). Quick release fittings and swievels. [e-kataloog] <http://www.hydroscand.ee/kataloogid?fbclid=IwAR3YtaGJV6rFl6St6lYPt7AhoVdJlaqlodh1BPAb3QsW3vBUZM> (10.01.2019)
29. Finotek. (s.a). Voolu reguleerventiilid. [veebileht] <http://et.finotek.com/dv-drv-adjustable-flowcontrol-valve/> (10.01.2019)
30. Hydroscand. (s.a). Vooluhulga jagaja. [veebileht] <http://www.hydroscand-service.ee/Details/04V1007?lang=et> (11.04.2019).

LISAD